

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Čelní nakladač pro malotraktor

Front Loader for a Small Tractor

Student:

Szymon Wania

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

Zadání bakalářské práce

Student: **Szymon Wania**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Čelní nakladač pro malotraktor**
Front Loader for a Small Tractor
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete čelní nakladač, který bude umístěn v předním tříbodovém závěsu malotraktoru. Nakladač má sloužit k přepravě materiálu od sypkého po kusový. Musí umožňovat vyklopení materiálu buď ručně nebo pomocí pohonu. V práci proveďte následující úkoly:

- navrhnete několik konstrukčních možností nakladače,
- dle rozměrů přípojné konstrukce a parametrů hydraulického obvodu určete max. nosnost zařízení,
- dle instrukcí vedoucího práce navrhnete konstrukci samotného nakladače,
- zpracujete sestavu a další výkresovou dokumentaci dle zadání vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-0046-7.
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 21.12.2018
Datum odevzdání: 20.05.2019

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. 5. 2019



Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. 5. 2019.



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Szymon Wania

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Chotěbuz, Ke Střelnici 281

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

WANIA, S. *Čelní nakladač pro malotraktor: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2019, 44 s. Vedoucí práce: Trochta, M.

Bakalářská práce se zabývá návrhem čelního nakladače pro malotraktor. Toto zařízení je určeno k přepravě sypkého či kusového materiálu a připojuje se k čelnímu tříbodovému závěsu. Po úvodu následuje přehled současných zařízení tohoto typu. Dalším bodem je výpočet únosnosti závěsu traktoru a na základě tohoto výpočtu určení nosnosti zařízení, předběžné hmotnosti a přibližných rozměrů. Následuje návrh několika možných způsobů vyklápění nákladu. Na základě zvolené varianty je proveden konstrukční návrh nakladače. Posledním krokem jsou kontrolní pevnostní výpočty. Část výkresové dokumentace je v přílohách bakalářské práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Wania, S. *Front Loader for a Small Tractor: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 44 p. Thesis head: Trochta, M.

The bachelor thesis deals with the design of front loader for a small tractor. This device is purposed to carry loose or piece material and is attached to the front three-point hitch. The introduction is followed by an overview of current devices of this type. Next point is the calculation of the load capacity of the tractor hitch and, based on this calculation, the determination of the load capacity of the device, the preliminary weight and approximate dimensions. Following is a suggestion of several possible ways of tipping the load. The design of the loader is based on the chosen variant. The final step are control strength calculations. Part of the drawing documentation is in the enclosure of bachelor thesis.

Obsah

Seznam použitých značek	7
0 Úvod.....	9
1 Přehled současných zařízení	10
2 Určení přibližné nosnosti a rozměrů nakladače	10
2.1 Síla hydraulického válce.....	13
2.2 Síla na konci ramen.....	13
2.3 Síla od zatížení nákladem	16
3 Výběr možného řešení vyklápění.....	20
3.1 Varianta A.....	20
3.2 Varianta B.....	21
3.3 Varianta C.....	22
3.4 Zvolení varianty řešení	22
4 Návrh konstrukce podle vybrané varianty	23
4.1 Rám.....	23
4.2 Výklopná lžíce	24
4.3 Výklopný mechanismus.....	26
4.4 3D model celého nakladače	26
5 Kontrolní pevnostní výpočty	28
5.1 MKP – výklopná lžíce	28
5.2 MKP – rám.....	29
5.3 Čepy spojující rám s výklopnou lžící.....	30
5.4 Spodní přípojný čep.....	32
5.4.1 Určení zatěžující síly.....	32
5.4.2 Pevnostní kontrola	34
5.5 Horní přípojný čep	35
5.6 Svary ohnutého plechu lžíce	36
5.7 Svary rámu 1	38
5.8 Svary rámu 2	40
6 Závěr	42
Zdroje a literatura	43
Seznam příloh	44

Seznam použitých značek

Označení	Význam	Jednotka
D	Vnitřní průměr trubky hydraulického válce	mm
D_1	Vnější průměr trubky hydraulického válce	mm
F	Síla hydraulického válce	N
F_1	Síla na konci ramen	N
$F_{\check{c}1}$	Síla působící na čep 1	N
$F_{\check{c}2L}$	Síla v levém spodním přípojném čepu	N
$F_{\check{c}2P}$	Síla v pravém spodním přípojném čepu	N
F_R, F_{R1}, F_{R2}	Síla v horním táhle závěsu	N
F_{S1}	Síla působící na svar lžice	N
F_{S2}, F_{S2M}	Síly působící na svar rámu 1	N
F_z, F_{z1}, F_{z2}	Zatěžující síla	N
I_p	Polární moment plochy	mm ⁴
I_x	Kvadratický moment plochy	mm ⁴
L	Rozsah hydraulického válce	mm
R, R_1, R_2	Reakce v ramenech závěsu	N
R_L	Reakce v ramenech závěsu pro levý čep	N
R_P	Reakce v ramenech závěsu pro pravý čep	N
$a, a_1, a_2, b, c, d, l, e, e_1, e_2, e_3$	Rozměry závěsu	mm
$a_{\check{c}1}, b_{\check{c}1}$	Rozměry spojení čepem 1	mm
$a_{\check{c}2}, b_{\check{c}2}, v_{\check{c}2}$	Rozměry spojení spodního přípojného čepu	mm
$a_{\check{c}3}, b_{\check{c}3}$	Rozměry spojení horního přípojného čepu	mm
$a_{S1}, l_{1S1}, l_{2S1}, r_{1S1}, r_{2S1}, e_{1S1}$	Rozměry svaru lžice	mm
$a_{S2}, l_{1S2}, l_{2S2}, h_3, r_3$	Rozměry svaru rámu 1	mm
a_{S3}, l_{S3}	Rozměry svaru rámu 2	mm
d	Průměr pístnice	mm

$d_{\epsilon 1}$	Průměr čepu 1	mm
$d_{\epsilon 2}$	Průměr spodního přípojného čepu	mm
$d_{\epsilon 3}$	Průměr horního přípojného čepu	mm
h, h_1, h_2	Vzdálenost mezí horním a spodním přípojným bodem	mm
k_3	Součinitel pro výpočet kolmého napětí svaru	-
k_4	Součinitel pro výpočet rovnoběžného napětí svaru	-
k_{S1}, k_{S2}, k_{S3}	Výsledná bezpečnost svaru	-
p	Tlak v hydraulickém obvodu	Mpa
p_1, p_2	Měrné tlaky ve spojovaných částech	MPa
p_{1D}, p_{2D}	Dovolené měrné tlaky ve spojovaných částech	MPa
r	Rameno zatěžující síly	mm
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \epsilon, \epsilon_1, \epsilon_2$	Úhly na závěsu traktoru	°
α_{S1}	Pomocný úhel pro svar lžice	°
$\beta_{S1}, \beta_{S2}, \beta_{S3}$	Součinitel tloušťky koutového svaru	-
σ_o	Ohybové napětí čepu	MPa
σ_{oD}	Dovolené ohybové napětí čepu	MPa
τ	Střížné napětí čepu	MPa
τ_D	Dovolené střížné napětí čepu	MPa
τ_{\perp}^{FR}	Napětí svaru rámu 2 od posouvající síly	MPa
τ_{\perp}^{FS1}	Napětí svaru lžice od posouvající síly	MPa
$\tau_{\perp}^{FS2/2}$	Napětí svaru rámu 1 kolmé	MPa
$\tau_{//}^{FS2M}$	Napětí svaru rámu 1 rovnoběžné	MPa
τ_{\perp}^{Mo}	Napětí svaru od ohybového momentu	MPa
$\tau_{//}^{Mk}$	Napětí svaru lžice od krouticího momentu	MPa
τ_{Mk+FS1}	Napětí svaru lžice sečtené	MPa
$\tau_{S1}, \tau_{S2}, \tau_{S3}$	Výsledné napětí svaru	MPa

0 Úvod

Práce se zabývá návrhem zařízení pro horský malotraktor, který je na obrázku 0.1. Pod pojmem „čelní nakladač“ se v tomto případě myslí výklopnou lžící (lopatu), která se připojuje ke třibodovému závěsu traktoru. Takové zařízení umožňuje přemisťovat nejrůznější sypký či kusový materiál (obilí, tráva, balíky sena či slámy, dřevo, zemina, stavební materiál atd.). Lžíce v tomto případě nemá sloužit k nabírání materiálu ležícího na zemi, ale pouze k jeho převážení.

Cíle práce:

- Určení nosnosti nakladače
- Návrh několika možností konstrukce zařízení
- Návrh konstrukce dle vybrané varianty
- Kontrolní pevnostní výpočty
- Výkresová dokumentace v zadaném rozsahu



Obr. 0.1 Horský malotraktor

1 Přehled současných zařízení

Zařízení tohoto typu mají často podobnou konstrukci. Lišit se můžou ve způsobu ovládání a vyklápění lžíce. Tříbodový závěs je vždy ovládán hydraulicky. Vyklopení lžíce, která je k závěsu připojená, se obecně realizuje dvěma způsoby: hydraulicky anebo ručně (manuálně). V prvním případě se nejčastěji používá hydraulický válec na místo klasického táhla horního přípojného bodu závěsu, viz obrázek 1.1. To umožňuje lépe manipulovat s nakladačem přímo z místa řidiče. V případě ruční varianty (obrázky 1.2 a 1.3) je nejčastějším řešením dvojitý rám nakladače, který umožňuje jednoduchým způsobem odjistit a vyklopit lžici. Ta může být uzavíratelná pomocí čela (víka), které lze odklopit nebo zcela odpojit (obrázek 1.2).



Obr. 1.1 Lžíce vyklápěná hydraulickým válcem (1)



Obr. 1.2 Nakladač s možností ručního vyklopení a uzavíratelnou lžicí (2)



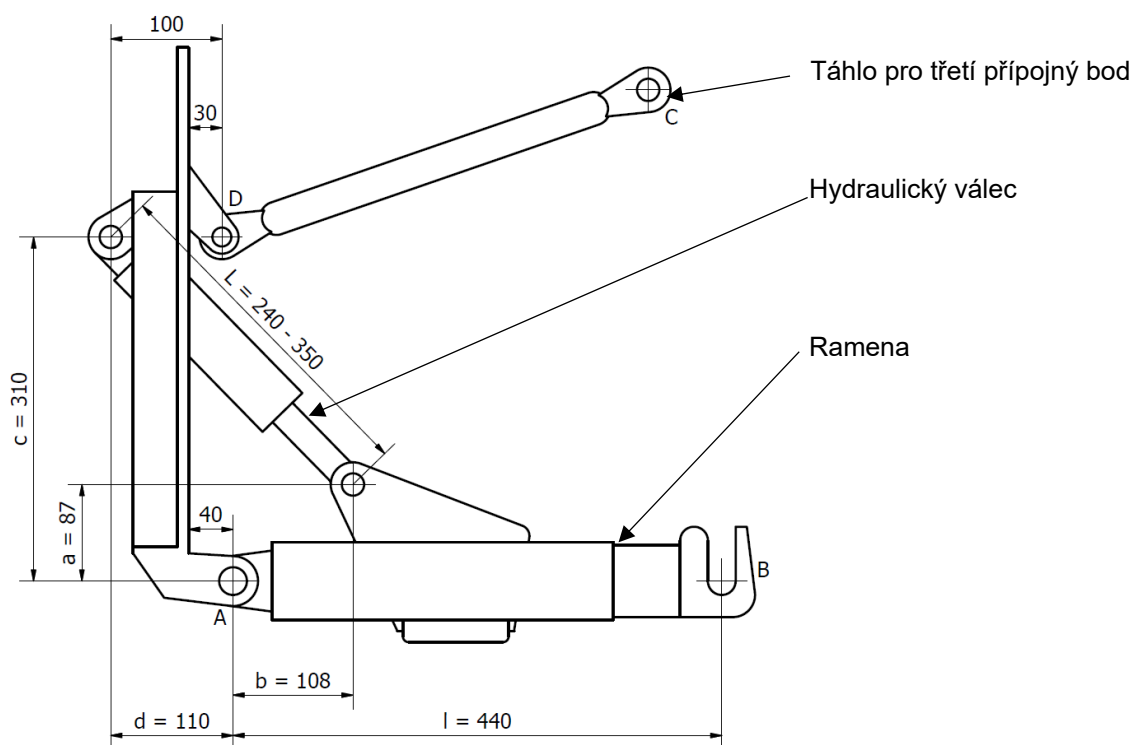
Obr. 1.3 Lžíce vyklápěná ručně (3)

2 Určení přibližné nosnosti a rozměrů nakladače

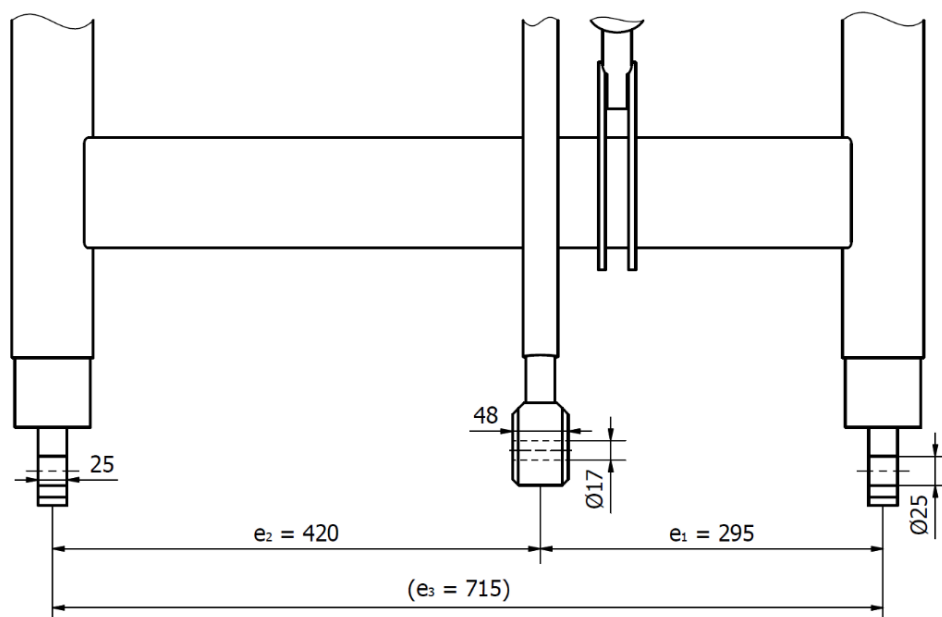
Před návrhem samotného zařízení je třeba určit jeho přibližnou nosnost a předběžné rozměry. Tyto parametry spolu souvisí a je třeba je volit také vzhledem k velikosti traktoru a samozřejmě k únosnosti jeho závěsu. Ta, jelikož není známá, se určí z tlaku, s jakým pracuje hydraulický obvod traktoru, dále z rozměrů hydraulického válce, který zvedá ramena tříbodového závěsu a z geometrie samotného závěsu. Tříbodový závěs je na obrázku 2.1 a jeho naměřené rozměry na obrázcích 2.2 a 2.3.



Obr. 2.1 Tříbodový závěs



Obr. 2.2 Boční pohled na závěs



Obr. 2.3 Pohled na závěs traktoru shora

Pro určení nosnosti je nejprve třeba určit sílu hydraulického válce, poté sílu na konci ramen a nakonec sílu, která představuje zatížení lžice nákladem.

2.1 Síla hydraulického válce

Tato síla se určí z tlaku, který je schopné poskytnout hydraulické čerpadlo:

$$p = 14 \text{ MPa}$$

A dále z rozměrů válce:

$$D_1 = 60 \text{ mm} - \text{vnější průměr trubky}$$

$$D = 50 \text{ mm} - \text{vnitřní průměr trubky}$$

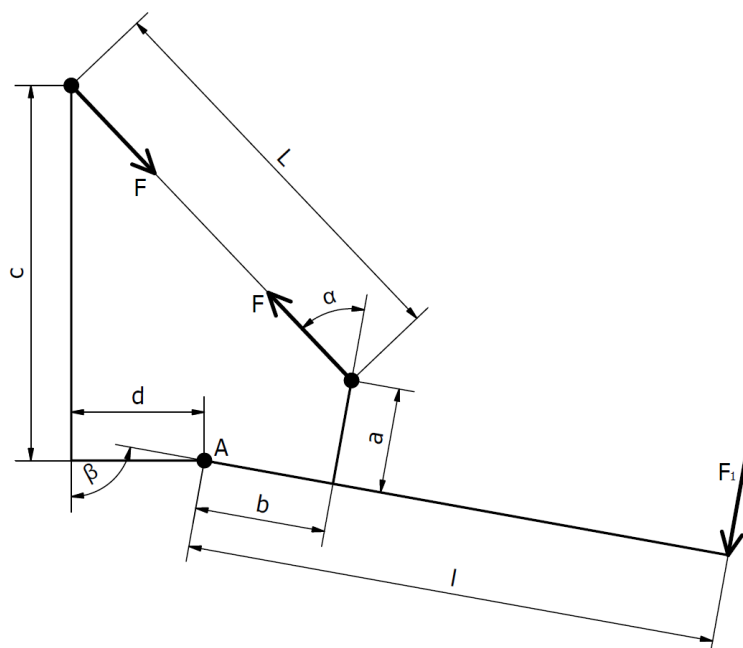
$$d = 25 \text{ mm} - \text{průměr pístnice}$$

Síla dvojčinného hydraulického válce v tahu je pak:

$$F = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = 14 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50^2 - 25^2) = 20\,617 \text{ N} \quad (2.1)$$

2.2 Síla na konci ramen

Jedná se o sílu, která je k dispozici pro zvedání břemene na konci ramen, umístěnou kolmo k jejich ose, tedy sílu F_1 na obrázku 2.4. Vzhledem k principu závěsu je zřejmé, že tato síla závisí na poloze ramen. Pro výpočet je vhodné schématické znázornění závěsu.



Obr. 2.4 Schéma závěsu v obecné poloze

Rozměry na obrázku 2.4 odpovídají obrázku 2.2:

$$a = 87 \text{ mm}$$

$$b = 108 \text{ mm}$$

$$c = 310 \text{ mm}$$

$$d = 110 \text{ mm}$$

$$l = 440 \text{ mm}$$

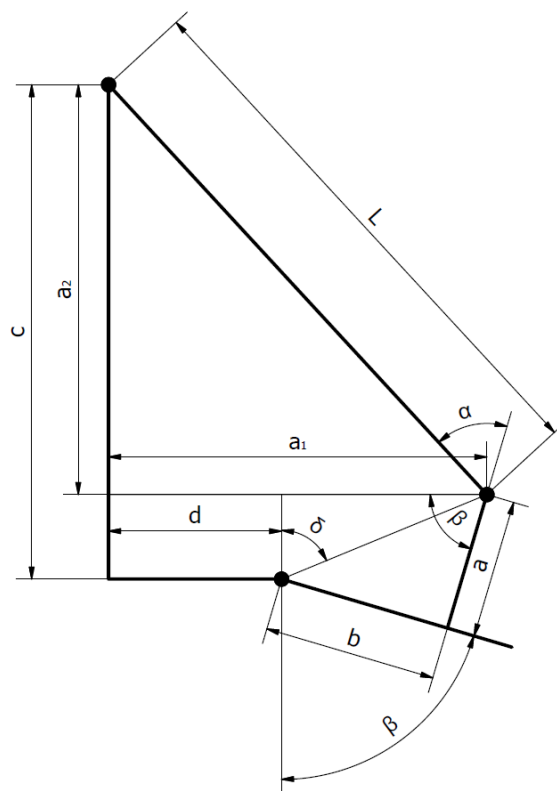
$$L = (240 \div 350) \text{ mm}$$

Síla F_1 se určí z momentové rovnováhy okolo bodu A:

$$F_1 \cdot l = F \cdot \cos(\alpha) \cdot b + F \cdot \sin(\alpha) \cdot a$$

$$F_1 = \frac{F \cdot \cos(\alpha) \cdot b + F \cdot \sin(\alpha) \cdot a}{l} \quad (2.2)$$

Rozměr L určuje polohu ramen. Na tomto rozměru přímo závisí úhly α a β , které jsou nutné pro výpočty. Proto je nezbytné určit vztahy mezi veličinami α , β a L . Na obrázku 2.5 jsou znázorněny pomocné proměnné rozměry a_1 , a_2 , δ , pomocí kterých jsou vztahy odvozeny.



Obr. 2.5 Schéma závěsu - geometrie

Pro veličiny a_1 , a_2 platí:

$$a_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \beta) = d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(\delta) \quad (2.3)$$

$$a_2 = L \cdot \sin(180 - \alpha - \beta) = c - \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(\delta) \quad (2.4)$$

Kde úhel δ závisí na úhlu β :

$$\delta = 180 - \beta - \arctg\left(\frac{a}{b}\right) = 180 - \beta - \arctg\left(\frac{87}{108}\right) = 141,15 - \beta \quad (2.5)$$

Vyjádření L z rovnice 2.3:

$$L = \frac{d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(141,15 - \beta)}{\cos(180 - \alpha - \beta)} \quad (2.6)$$

Dosazení do rovnice 2.4:

$$\frac{d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(141,15 - \beta)}{\cos(180 - \alpha - \beta)} \cdot \sin(180 - \alpha - \beta) = c - \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(141,15 - \beta)$$

$$[d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(141,15 - \beta)] \cdot \operatorname{tg}(180 - \alpha - \beta) = c - \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(141,15 - \beta)$$

$$\operatorname{tg}(180 - \alpha - \beta) = \frac{c - \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(141,15 - \beta)}{d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(141,15 - \beta)}$$

$$\alpha = 180 - \beta - \arctg\left(\frac{c - \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(141,15 - \beta)}{d + \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(141,15 - \beta)}\right) \quad (2.7)$$

Ze tří veličin α , β , L je znám rozsah rozměru L , tedy rozsah hydraulického válce. Pro výpočet síly na konci ramen je potřebný úhel α . Bylo by nicméně velmi obtížné vyjádřit tento úhel z rovnic 2.6 a 2.7 tak, aby byl vstupní veličinou rozměr L . Proto se jako vstupní veličina zvolí úhel β , který navíc dává mnohem lepší představu o tom, v jaké poloze se ramena nacházejí. Rozsah úhlu β se zjistí numerickým řešením - v tomto případě postačí dosazování hodnot úhlu β do rovnic 2.6 a 2.7. Zde je výhodné použít software jako např. Microsoft Excel. Druhou možností je zjistit rozsah úhlu β pomocí CAD softwaru. V tomto případě byla využita druhá možnost a rozsah úhlu β byl zjištěn přibližně takto:

$$\beta = (74 \div 120)^\circ$$

Poté je možné snadno zjistit hodnoty úhlu α a síly F_1 pro různé hodnoty úhlu β dosazením do rovnic 2.7 a 2.2. Pro přehlednost jsou výsledky uvedené v tabulce 2.1. Pro kontrolu jsou vypočteny také hodnoty L podle rovnice 2.6.

Tab. 2.1 Výpočet síly F_1

$\beta [^\circ]$	$\alpha [^\circ]$	$L [mm]$	$F_1 [N]$
74	58,87	349,51	6105
80	53,60	335,65	6284
90	44,35	311,85	6468
110	23,53	263,87	6267
120	11,54	241,34	5773

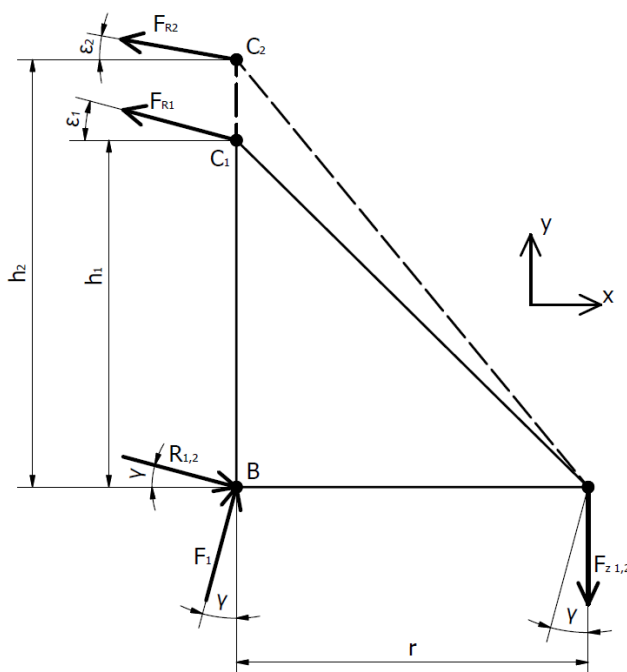
2.3 Síla od zatížení nákladem

Síla od zatížení se přenáší a rozděluje na přípojně body na rámu nakladače a tam jsou síly zachyceny závěsem traktoru. Schéma je na obrázku 2.6. Je zřejmé, že díky nastavitelné délce horního táhla tříbodového závěsu se nakladač může nacházet v rozličných polohách. Také nejsou známy polohy čepů na rámu nakladače sloužící pro připojení. Je tedy velmi obtížné zahrnout vše do výpočtu. Proto je třeba zavést určitá omezení a zjednodušení:

- Nakladač se při zvedání nachází pořád ve vodorovné poloze.
- Jsou uvažovány dvě polohy pro připojení horního táhla závěsu, obě se nacházejí přímo nad spodními čepy (z bočního pohledu). V prvním případě je čep umístěn ve výšce $h_1 = 310$ mm nad spodními čepy. Tedy ve stejné výšce jako na traktoru (viz obr. 2.2). Ve druhém případě je čep umístěn ve větší vzdálenosti $h_2 = 360$ mm.

Rameno r , na kterém působí zatěžující síla F_z by mělo odpovídat přibližně polovině délky nakladače. Vzhledem k prozatímním výsledkům (síla F_1 pohybující se okolo 6000 N)

a rozměrům traktoru je pravděpodobné, že výsledná délka nakladače nebude přesahovat 600 mm. Rameno r se tedy odhadne: $r = 300$ mm. Pro určení síly F_z se vyřeší silová rovnováha podle obrázku 2.6.



Obr. 2.6 Silové schéma nakladače

Rovnováha sil ve směru osy x:

$$0 = R \cdot \cos(\gamma) + F_1 \cdot \sin(\gamma) - F_R \cdot \cos(\epsilon) \quad (2.8)$$

Rovnováha sil ve směru osy y:

$$0 = -R \cdot \sin(\gamma) + F_1 \cdot \cos(\gamma) + F_R \cdot \sin(\epsilon) - F_z \quad (2.9)$$

Momentová rovnováha okolo bodu B:

$$F_z \cdot r = F_R \cdot h \cdot \cos(\epsilon) \quad (2.10)$$

Výsledky řešení soustavy 3 rovnic o 3 neznámých:

$$F_R = \frac{F_z \cdot r}{h \cdot \cos(\epsilon)} \quad (2.11)$$

$$R = \frac{-F_1 \cdot \sin(\gamma) + F_z \cdot \frac{r}{h}}{\cos(\gamma)} \quad (2.12)$$

$$F_z = \frac{F_1 \cdot \frac{1}{\cos(\gamma)}}{1 + \frac{r}{h} \cdot \tan(\gamma) - \frac{r}{h} \cdot \tan(\epsilon)} \quad (2.13)$$

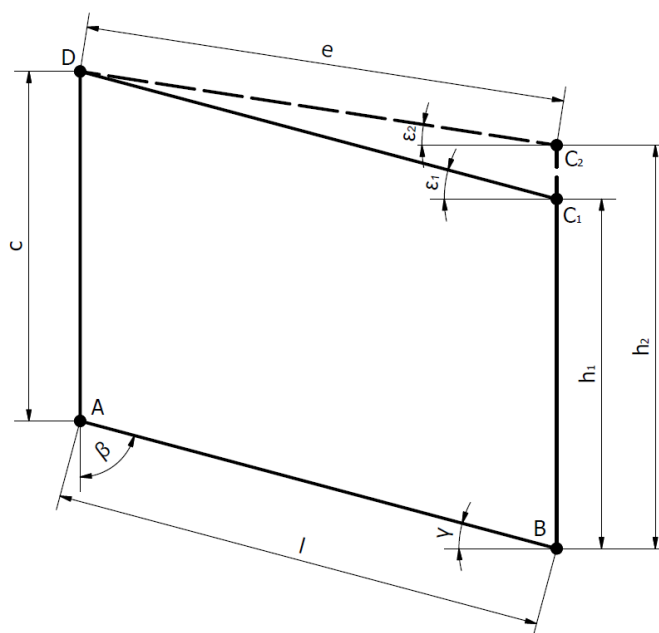
Pro úhel γ platí:

$$\gamma = 90 - \beta \quad (2.14)$$

Pro úhel ε podle obrázku 2.7 platí:

$$c - e \cdot \sin(\varepsilon) = h - l \cdot \sin(\gamma) \quad (2.15)$$

$$e \cdot \cos(\varepsilon) = l \cdot \cos(\gamma) \quad (2.16)$$



Obr. 2.7 Schéma uchycení nakladače na závěsu

Z rovnice 2.16 se vyjádří e:

$$e = l \cdot \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\varepsilon)} \quad (2.17)$$

A dosadí se do rovnice 2.15, čímž se získá vztah pro úhel ε :

$$c - l \cdot \frac{\cos(\gamma)}{\cos(\varepsilon)} \cdot \sin(\varepsilon) = h - l \cdot \sin(\gamma)$$

$$\operatorname{tg}(\varepsilon) = \frac{c - h + l \cdot \sin(\gamma)}{l \cdot \cos(\gamma)} \quad (2.18)$$

Pokud se do rovnice 2.18 za h dosadí $h_1 = c = 310$ mm, je zřejmé že úhel ε bude stejný jako úhel γ . Aby tomu tak skutečně bylo, musí být čepy na rámu nakladače rozmístěny přesně tak jako na traktoru. To znamená, že horní čep na nakladači musí být z bočního pohledu umístěn 10 mm před spodními čepy (viz obr. 2.2 na straně 12). Tento rozměr je ve výpočtech zanedbán. Tímto se také pro tuto variantu podstatně zjednoduší rovnice 2.13 pro výpočet zatěžující síly F_z :

$$F_z = \frac{F_1 \cdot \frac{1}{\cos(\gamma)}}{1 + \frac{r}{h} \cdot \operatorname{tg}(\gamma) - \frac{r}{h} \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon)} = \frac{F_1 \cdot \frac{1}{\cos(\gamma)}}{1 + \frac{r}{h} \cdot \operatorname{tg}(\gamma) - \frac{r}{h} \cdot \operatorname{tg}(\gamma)} = \frac{F_1}{\cos(\gamma)} \quad (2.19)$$

Následující tabulka navazuje na tabulku 2.1 a je doplněna o výpočty úhlů ε , γ podle rovnic 2.18 a 2.14 a zatěžující síly F_z podle rovnic 2.13 a 2.19 (pro varianty $h_2 = 360$ mm a $h_1 = c = 310$ mm).

Tab. 2.2 Výpočet síly F_z

β [°]	α [°]	L [mm]	F_1 [N]	γ [°]	ε [°] pro h_1	ε [°] pro h_2	F_z [N] pro h_1	F_z [N] pro h_2
74	58,87	349,51	6105	16	16	5,57	6352	5782
80	53,60	335,65	6284	10	10	3,49	6381	5821
90	44,35	311,85	6468	0	0	-6,48	6468	5909
110	23,53	263,87	6267	-20	-20	-25,87	6669	6059
120	11,54	241,34	5773	-30	-30	-35,32	6667	6009

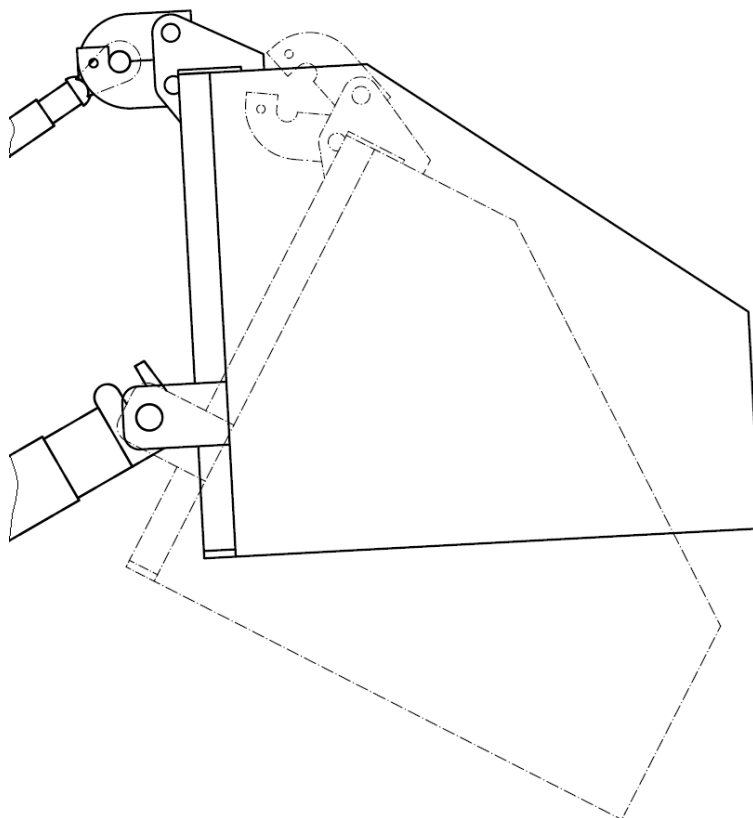
Síla F_z představuje celkovou možnou hmotnost zařízení i s nákladem. Pokud se vezme v úvahu neznámou účinnost hydraulického systému a mnoho dalších různých poloh nakladače, které nejsou zohledněny ve výpočtech, dá se říct, že nemá smysl počítat s hodnotou větší, než 5000 N. Taková tedy může být celková tíha zařízení i s nákladem. Nosnost nakladače bude přibližně 400 kg a jeho hmotnost bude s největší pravděpodobností v rozmezí (70 ÷ 100) kg, při rozměrech zhruba (1 × 0,5 × 0,5) m (šířka × délka × výška).

3 Výběr možného řešení vyklápění

Princip vyklápění lžíce bude mechanický (bez hydraulického válce). Mechanismus musí umožnit bezpečné vyklopení sypkého či kusového nákladu. Bylo by také vhodné zajistit do jisté míry kontrolu nad samotným vyklápěním.

3.1 Varianta A

Lžíce se při vyklápění otáčí okolo spodních přípojných čepů. Táhlo pro horní přípojný bod lze odpojit, i když je zatížené. Síla gravitace lžící převáží a náklad se vyklopí.



Obr. 3.1 Varianta A

Výhody

- Jednoduchá a lehká konstrukce.

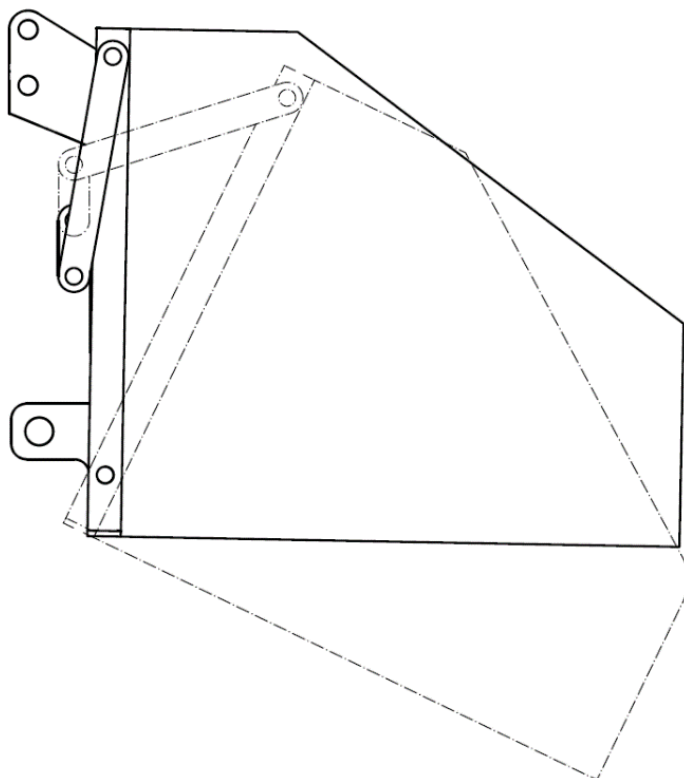
Nevýhody

- Vyklopení nákladu není nijak kontrolováno. Lžíce samovolně spadne a nejspíše narazí do země anebo v horším případě do ramen závěsu traktoru.
- Odpojení táhla horního přípojného bodu pravděpodobně bude vyžadovat násilí a může být nebezpečné.

Pro použití této varianty by bylo nutné navrhnout sofistikovanější způsob odpojení horního přípojného bodu. Navíc by bylo vhodné zajistit, aby se lžíce po odpojení zachytila v určitém sklonu.

3.2 Varianta B

Použijí se dva rámy. Na jednom z nich jsou umístěny čepy pro připojení k závěsu traktoru, druhý je součástí výklopné lžíce. Oba jsou spojeny u spodu čepy, kolem kterých se lžíce otáčí. Dva rámy umožňují použití jednoduchého systému táhel pro kontrolu vyklápění.



Obr. 3.2 Varianta B

Výhody

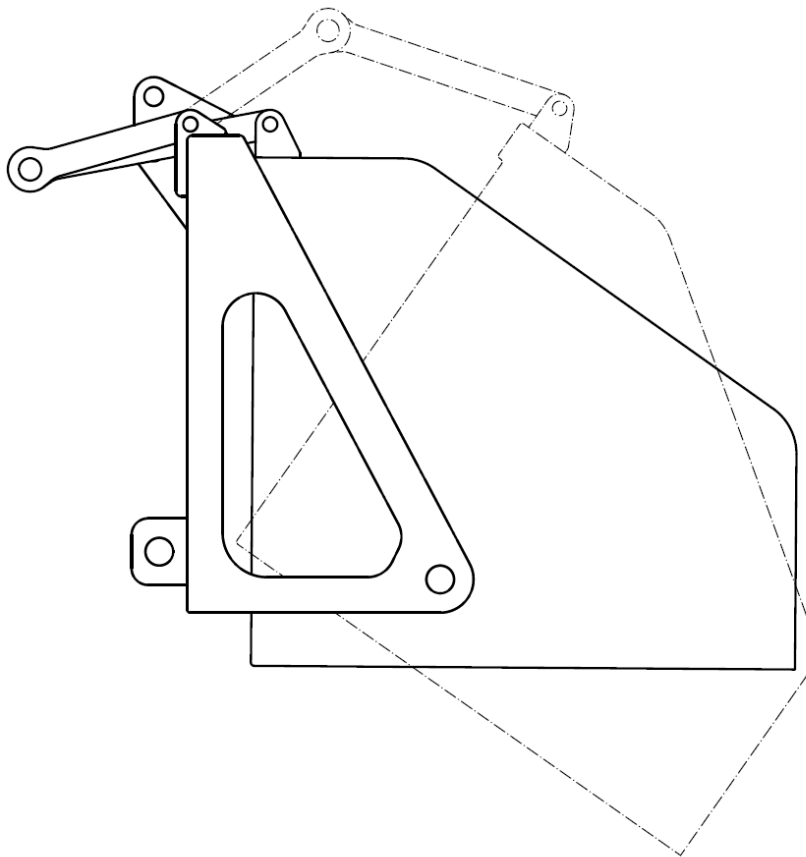
- Vhodným zvolením délek táhel výklopného mechanismu je možno snadno docílit optimálního sklonu vyklopení.

Nevýhody

- Zatěžující síla od nákladu je na velkém rameni vůči čepům, kolem kterých se lžíce otáčí což má za následek značné namáhání táhel a čepů výklopného mechanismu. To může mimo jiné také znesnadňovat ovládání vyklápění.
- Pravděpodobně vyšší hmotnost.

3.3 Varianta C

Použije se poněkud složitější rám, ke kterému je lžice uchycena čepy, umístěnými dále od závěsu traktoru. Kolem těchto čepů se lžice při vyklápění otáčí. Opět je použit systém táhel pro kontrolu vyklápění.



Obr. 3.3 Varianta C

Výhody

- Na výklopný mechanismus působí menší síly – lepší ovládání a kontrola vyklápění
- Opět je možno snadno docílit optimálního sklonu vyklopení

Nevýhody

- Vyšší hmotnost

3.4 Zvolení varianty řešení

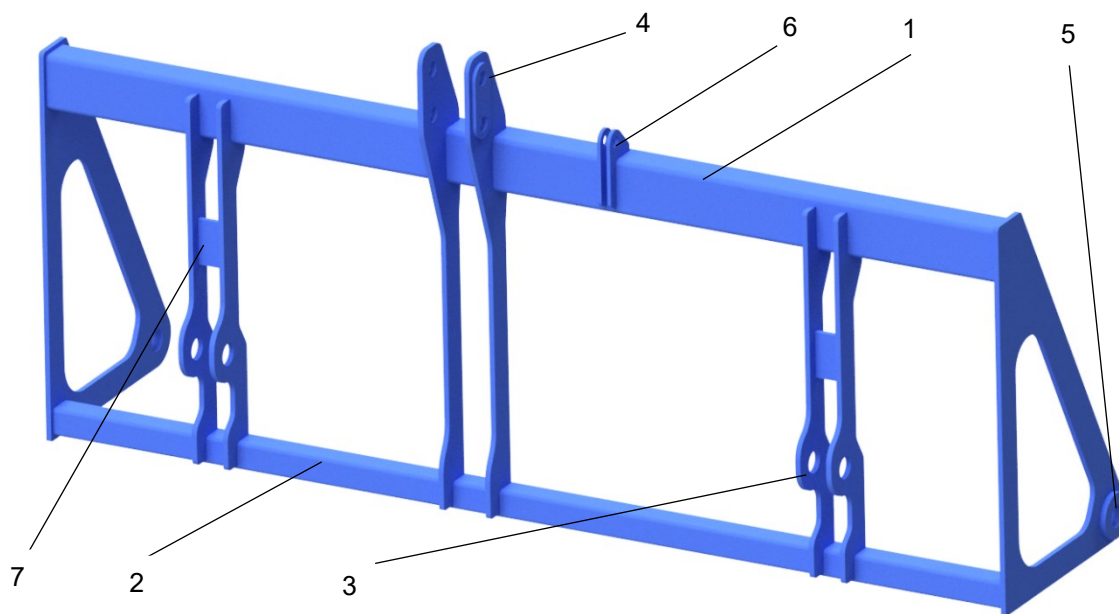
Zvoleným řešením je varianta C, jelikož umožňuje mít největší kontrolu nad vyklápěním nákladu a silové zatížení výklopného mechanismu je nejmenší.

4 Návrh konstrukce podle vybrané varianty

Vzhledem k možnostem technologie výroby nakladače by konstrukce měla být co nejjednodušší. Vhodné je použití polotovarů, které budou pouze dělené. To znamená použití např. tenkostěnných profilů, trubek, tyčí, které se dále obrábět nebudou. Důležité budou součásti z plechu, které můžou mít i složité tvary díky použití vypalování laserem. Příliš vhodné ovšem není jejich ohýbání, či jiná tvarová úprava. Samozřejmostí je použití spojovacích součástí, jako jsou šrouby, matice, čepy, podložky, závlačky atd. Celá konstrukce bude pravděpodobně ocelová a hojně se využije svařování.

4.1 Rám

Rám nakladače je přizpůsoben rozměrům (i tvarům) závěsu traktoru, viz obrázek 2.2 na straně 12 a obrázek 2.3 na straně 13. Umožňuje uchycení výklopné lžíce v místě vzdáleném od spodních přípojných čepů o 248 mm (vodorovně), čímž jsou splněny předpoklady z podkapitoly 3.3. Dále na něm je také místo pro uchycení táhel výklopného mechanismu. Rám se skládá ze dvou nosníků spojených v několika místech plechy (většinou tloušťky 6 mm), které zároveň vždy mají určitou funkci. To umožňuje dosažení poměrně nízké hmotnosti, přibližně 15 kg, při šířce 1124 mm. Celá konstrukce je svařovaná. 3D model navrženého rámu je na obrázku 4.1.



Obr. 4.1 3D model rámu

Popis obrázku 4.1:

- 1 – Hlavní nosník (tenkostěnný profil obdélníkového průřezu), který nese největší zatížení.
- 2 – Spodní nosník (tenkostěnný profil čtvercového průřezu).

3 – Místo spodního přípojného bodu. Plech, ve kterém je díra pro čep, spojuje hlavní a spodní nosník pomocí koutových svarů. Nezvyklý tvar plechu je dán potřebou naklápění nakladače vůči ramenům závěsu traktoru (zabránění kolize hmot).

4 – Místo horního přípojného bodu. Plech opět spojuje oba nosníky a umožňuje připojení táhla horního bodu ve dvou místech.

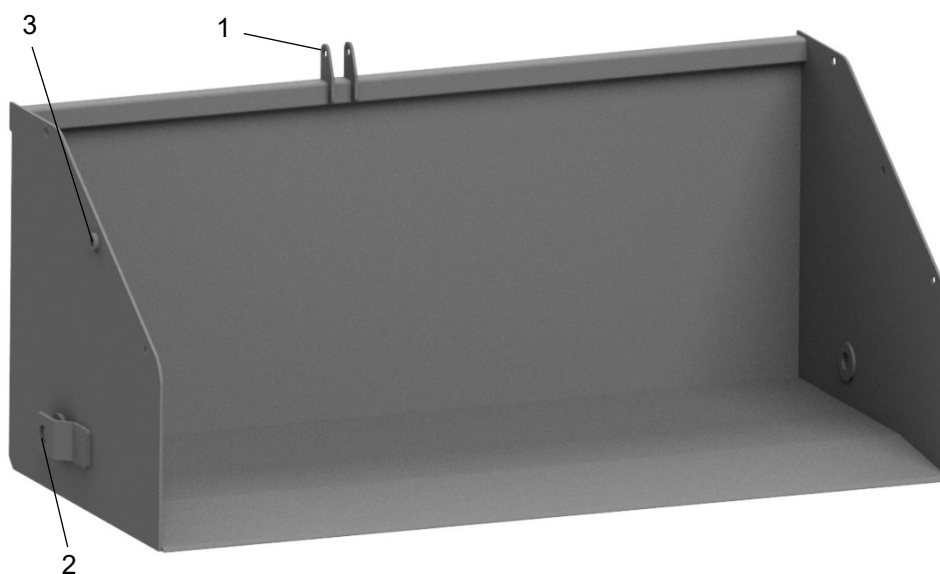
5 – Místo připojení výklopné lžíce pomocí čepu.

6 – Místo pro uchycení táhel výklopného mechanismu.

7 – Vyztužení, které zabrání případné ztrátě stability tvaru plechů sloužících k připojení k ramenům závěsu.

4.2 Výklopná lžíce

Lžíce umožňuje převážení sypkého či kusového materiálu o hmotnosti 400 kg. Konstrukce je navržena tak, aby lžíce byla dostatečně tuhá a její spodní plech se příliš neprohýbal. K vyztužení konstrukce jsou použity tenkostěnné profily. Dále je zajištěno místo pro připojení táhel výklopného mechanismu a místo pro připojení odnímatelného čela. Boční plechy a čelní plech mají tloušťku 4 mm. Dno lžíce má tloušťku 6 mm.



Obr. 4.2 3D model lžíce

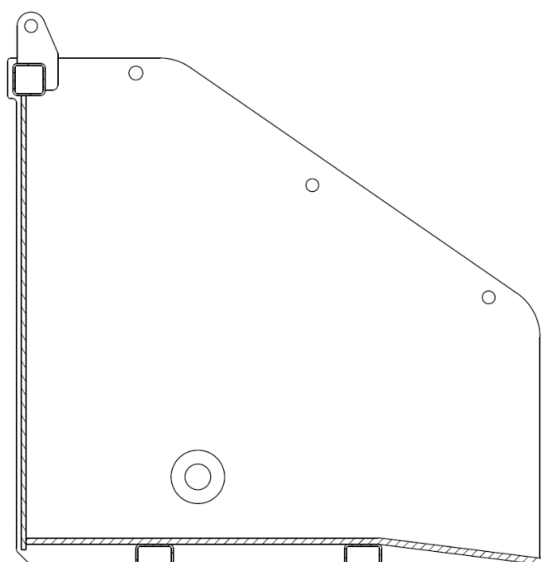
Popis obrázku 4.2:

1 – Místo pro uchycení táhel výklopného mechanismu.

2 – Místo připojení lžíce k rámu pomocí čepu.

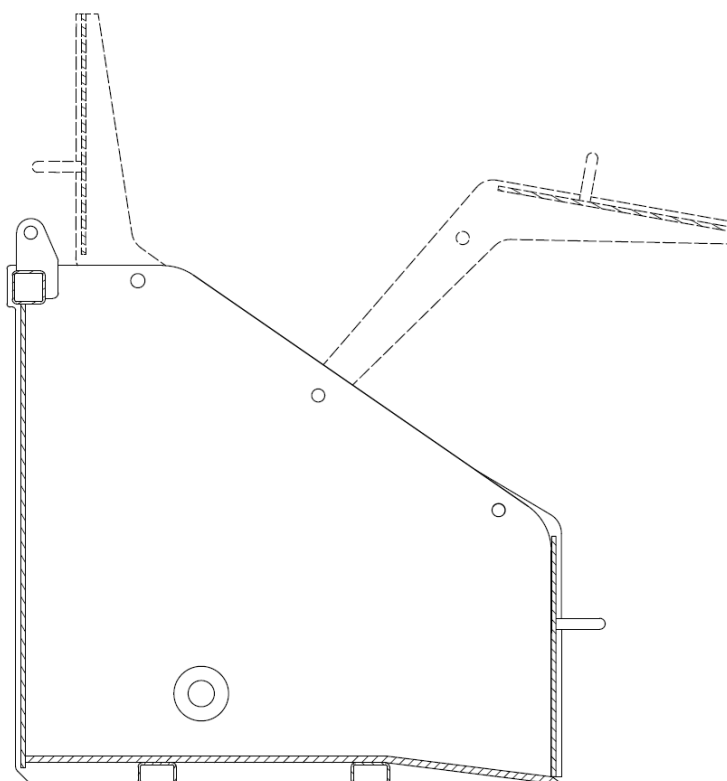
3 – Místo pro uchycení odnímatelného čela.

Na obrázku 4.3 je řez lžicí, na kterém jsou patrné tenkostěnné profily sloužící k vyztužení.

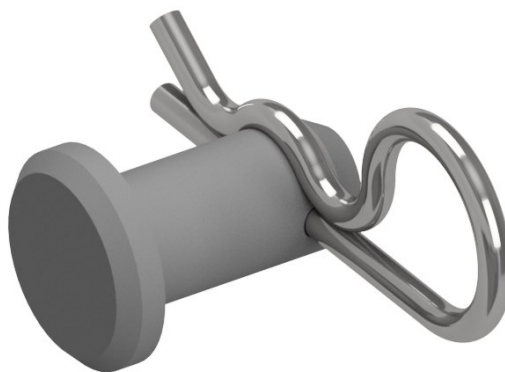


Obr. 4.3 Řez lžící

Odnímatelné čelo se připojí ke lžící pomocí tří otvorů v každém z bočních plechů. Prostřední otvor slouží k uchycení, horní a spodní pak k zajištění polohy (otevřeno nebo uzavřeno), což je patrné na obrázku 4.4. Skrz otvory budou procházet čepy zajištěné pružnými závlačkami (obr. 4.5), což umožní jednoduše čepy přemísťovat. Čelo je tímto způsobem snadno zcela odnímatelné.



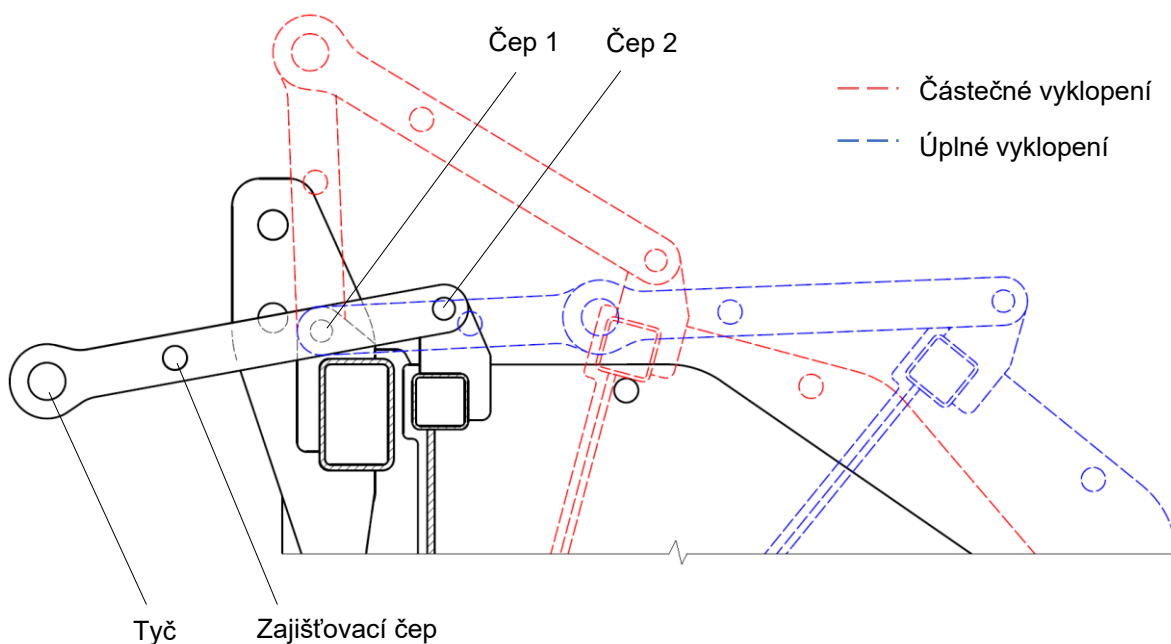
Obr. 4.4 Lžice s odnímatelným čelem



Obr. 4.5 Čep zajištěný pružnou závlačkou

4.3 Výklopný mechanismus

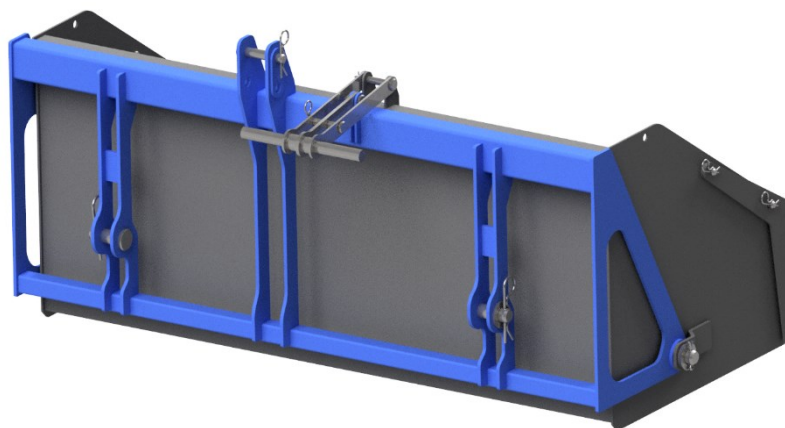
Mechanismus je navržen podle obrázku 3.3 na straně 22 a skládá se z táhel, tyče a tří čepů. Táhla jsou proti vzájemnému pohybu zajištěna čepem uprostřed, což je patrné na obrázku 4.6. Tento čep je zajištěn proti vysunutí pružnou závlačkou. Pro vyklopení nákladu je třeba vytáhnout závlačku a následně čep. Poté uchopit tyč a lžíci překlopit. Tyč pro vyklápění je navržena tak aby ji bylo možné uchopit obouručně, což je vidět na obrázcích v podkapitole 4.4.



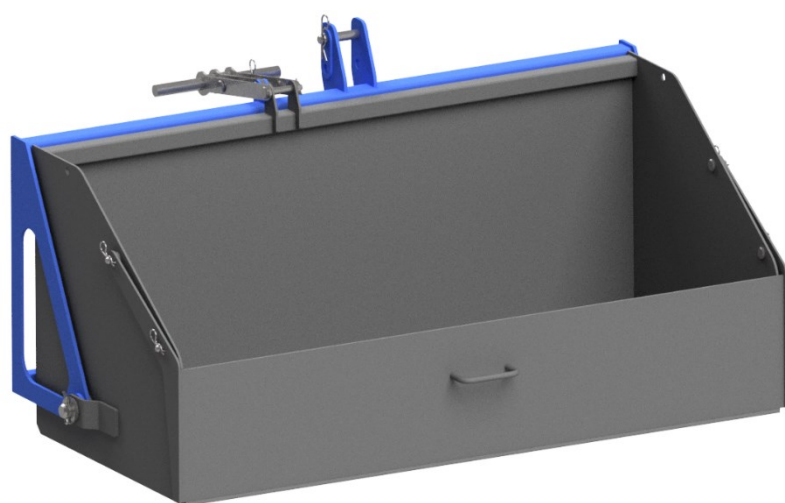
Obr. 4.6 Znáznornění výklopného mechanismu v řezu nakladačem

4.4 3D model celého nakladače

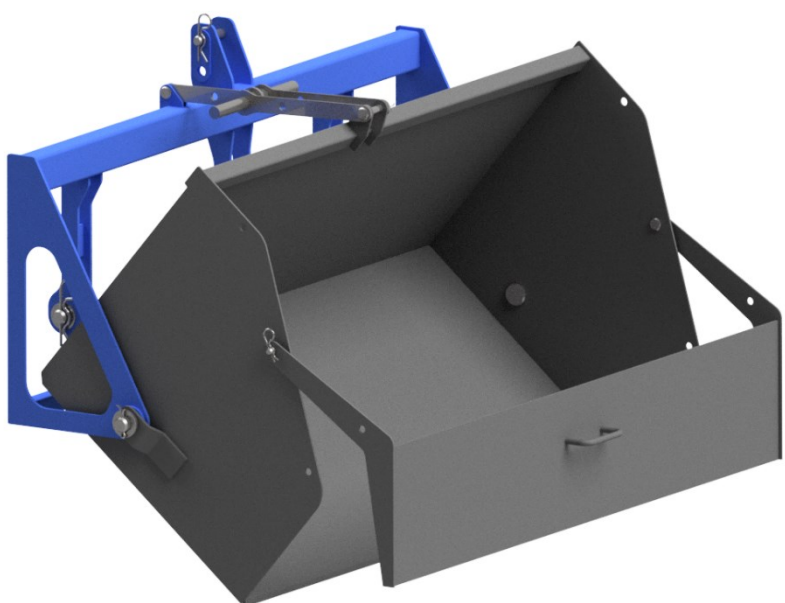
Nakladač, včetně spojovacích částí a odnímatelného čela je na obrázcích 4.7, 4.8 a 4.9. Hmotnost zařízení je 84,3 kg.



Obr. 4.7 Nakladač – zezadu



Obr. 4.8 Nakladač – zepředu



Obr. 4.9 Nakladač – vyklopení

5 Kontrolní pevnostní výpočty

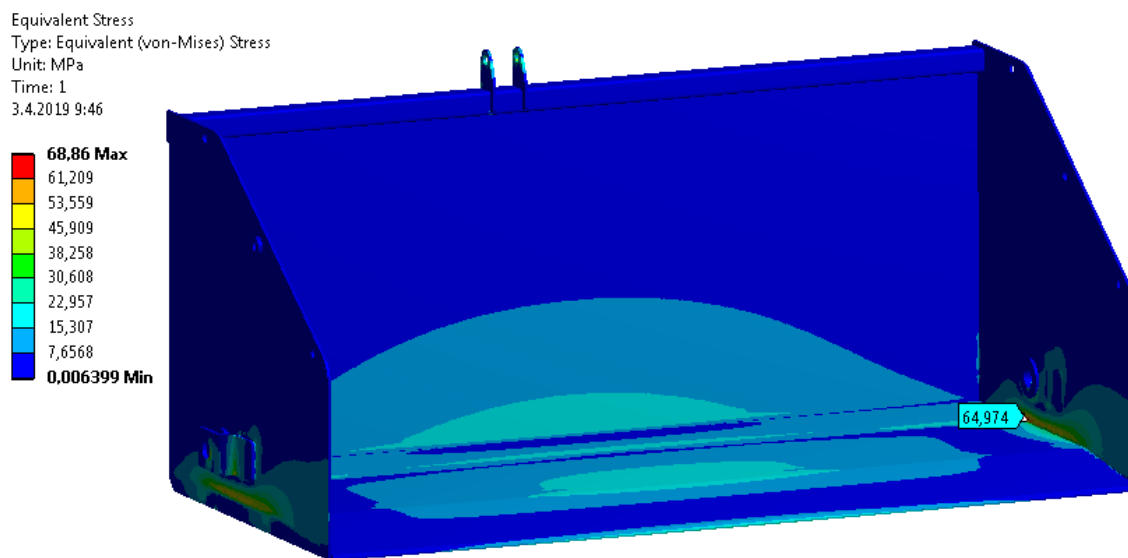
Ve všech výpočtech se uvažuje zatížení nakladače jeho vlastní tíhou a tíhou nákladu o hmotnosti 400 kg.

Analytické výpočty jsou zaměřené na kontrolu nosných čepů a svarů a jsou provedené podle zdrojů (4) a (5). Pro kontrolu plechů a tenkostěnných profilů je použita metoda konečných prvků (dále jen „MKP“), protože analytické řešení by v tomto případě bylo velmi komplikované. Pro výpočty MKP je použit software ANSYS Workbench 19.1.

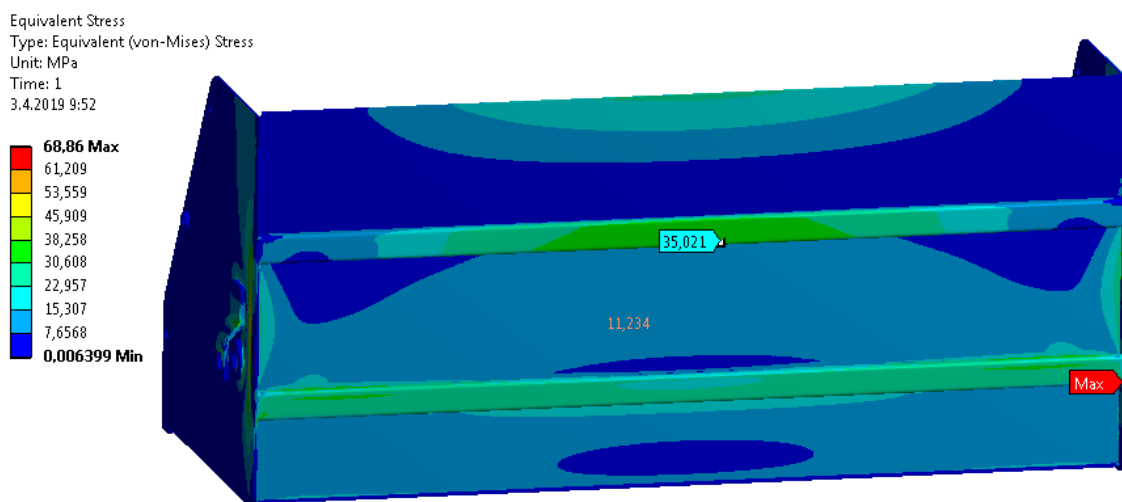
Ve výpočtech MKP a analytických výpočtech svarů se výsledná napětí porovnávají s mezí kluzu $R_e = 235$ MPa. Tato hodnota odpovídá oceli S235 pro výrobky jmenovité tloušťky do 16 mm, viz (6). V případě čepů jsou dány dovolené hodnoty ohybového a střížného napětí pro čepy z oceli 11 600 a dovolené hodnoty měrných tlaků pro ocel 11 373 (materiál spojovaných částí odpovídající oceli S235).

5.1 MKP – výklopná lžíce

Pro zjednodušení výpočtů MKP, se řeší zvlášť výklopná lžíce a zvlášť rám nakladače. Napětí je určeno podle hypotézy HMM. Lžíce je zatížena silou 3924 N (náklad 400 kg) a také vlastní tíhou. Síla je umístěná uprostřed vodorovné plochy spodního plechu. Vazby jsou v místech, ve kterých se lžíce ve skutečnosti připojuje k rámu.

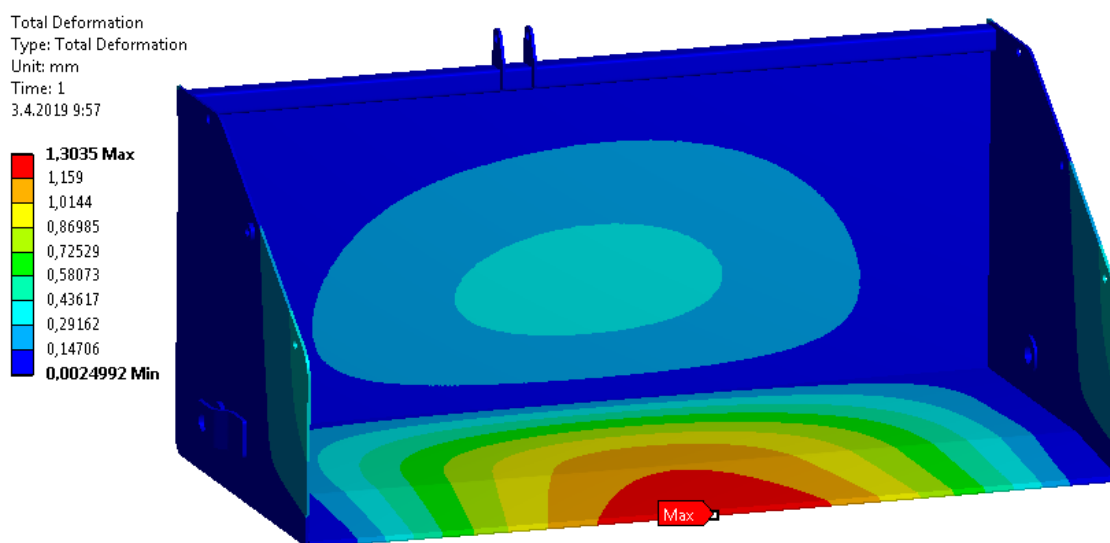


Obr. 5.1 Průběh napětí na výklopné lžíci



Obr. 5.2 Průběh napětí na výklopné lžici zdola

Na nosníku pod spodním plechem napětí dosahuje 35 MPa. Největší napětí na lžici je 69 MPa, přičemž mez kluzu je $R_e = 235$ MPa. To představuje dostatečnou bezpečnost. Navíc, maximální napětí se vyskytuje v místech, ve kterých jsou ostré přechody mezi na sebe navazujícími součástmi. V těchto místech vypočtené napětí neodpovídá skutečnosti. Ve skutečnosti zde budou svary a výsledné napětí bude pravděpodobně menší.

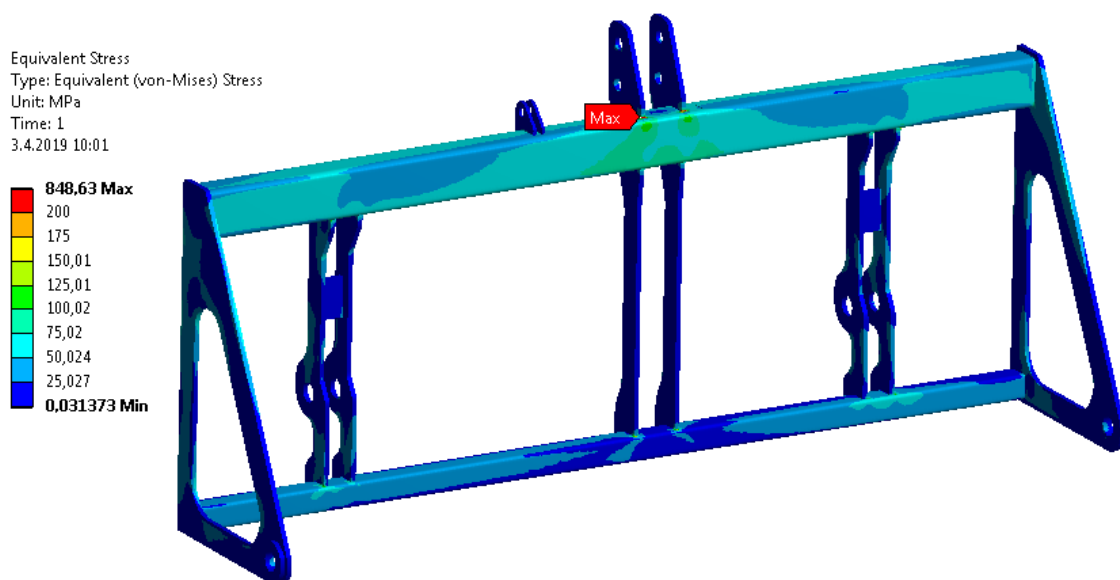


Obr. 5.3 Deformace lžíce

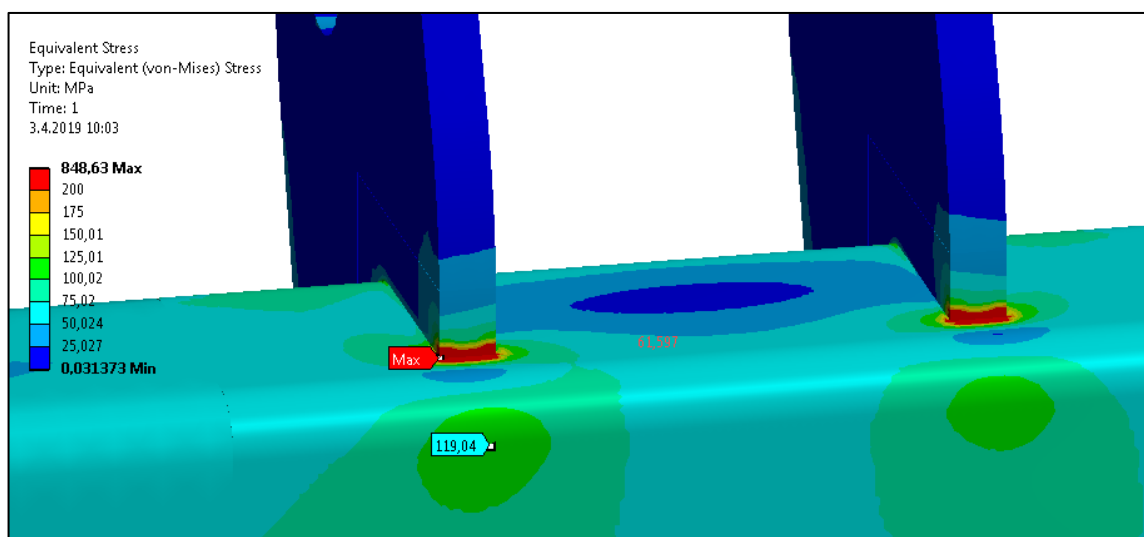
Průhyb spodního plechu je pouze 1,3 mm, což je vyhovující.

5.2 MKP – rám

Rám je zatížen silami v místech, ve kterých se k němu ve skutečnosti připojuje lžice. Velikosti těchto sil jsou určeny na základě reakcí ve vazbách, které byly vypočteny při provádění kontroly lžíce. Dále je rám zatížen také vlastní tíhou. Vazby jsou v přípojných místech, tedy tam, kde se bude nakladač připojovat k závěsu traktoru.



Obr. 5.4 Průběh napětí na rámu

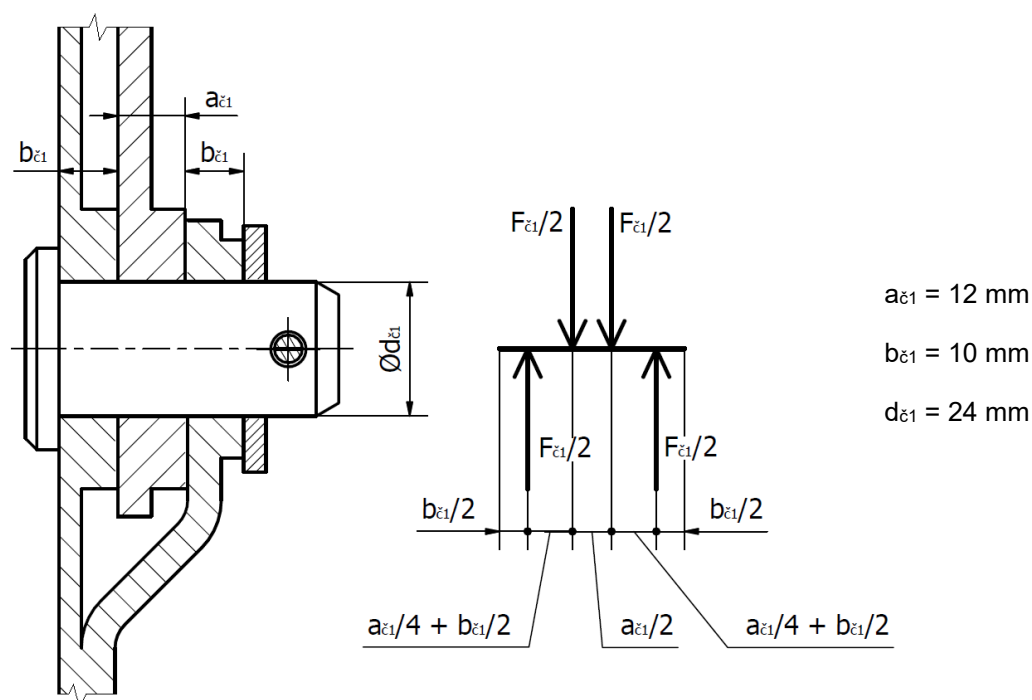


Obr. 5.5 Průběh napětí na rámu – detail

Na obrázcích 5.4 a 5.5 je patrná špička napětí (až 849 MPa). Toto napětí je způsobeno vrubem, který ale není skutečný. Jedná se o ostrý přechod mezi navzájem kolmými součástmi a vzniká zde tzv. singularita. Ve skutečnosti zde ale bude svar a napětí se rozloží jinak. Tato špička proto není podstatná. Nejvíce namáhanou částí rámu je horní nosník, na kterém napětí dosahuje hodnoty přibližně 119 MPa. Takové napětí je vyhovující vzhledem k mezi kluzu $R_e = 235$ MPa.

5.3 Čepy spojující rám s výklopnou lžicí

Jedná se o dva spodní čepy (nikoliv čepy výklopného mechanismu). Jejich průměr je 24 mm. Uvažuje se zatížení 2300 N na jeden tento čep. Tato síla představuje náklad 400 kg a vlastní hmotnost výklopné lžice a vychází také z předchozích podkapitol. Spoj i jeho silové schéma je na obrázku 5.6.



Obr. 5.6 Čep spojující rám se lžící

Spojení čepem je zatíženo silou $F_{\check{c}1} = 2300$ N. Pro kontrolu se vypočítají měrné tlaky ve spojovaných částech p_1 (rám) a p_2 (lžíce), ohybové napětí σ_o a střížné napětí τ . Vypočítané hodnoty se porovnají s dovolenými hodnotami, které jsou uvedené v tabulce 5.1. Dovolенý měrný tlak p_{2D} platí pro tu část, ve které se čep neotáčí. V tomto případě ale nelze říct, která spojovaná část to je. Proto je třeba vypočítané tlaky p_1 i p_2 porovnávat s dovolenou hodnotou p_{1D} . To platí i pro výpočty ostatních čepů v dalších podkapitolách.

$$p_1 = \frac{F_{\check{c}1}}{d_{\check{c}1} \cdot a_{\check{c}1}} = \frac{2300}{24 \cdot 12} = 8 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

$$p_2 = \frac{F_{\check{c}1}}{d_{\check{c}1} \cdot b_{\check{c}1} \cdot 2} = \frac{2300}{24 \cdot 10 \cdot 2} = 4,8 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{\check{c}1}}{2} \cdot \left(\frac{b_{\check{c}1}}{2} + \frac{a_{\check{c}1}}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}1}^3} = \frac{\frac{2300}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + \frac{12}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 24^3} = 6,8 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{\check{c}1}}{\pi \cdot \frac{d_{\check{c}1}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{2300}{\pi \cdot \frac{24^2}{4}} = 6,8 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Tab. 5.1 Dovolенé hodnoty napětí a tlaků pro spojení čepem podle zdroje (4)

Druh oceli	p_{1D}	p_{2D}	σ_{oD}	τ_D
11 373	20	100	70	50
11 600	30	140	120	80

Při pohledu do tabulky 5.1 je zřejmé, že dovolené hodnoty měrných tlaků, ohybového napětí a střížného napětí nejsou překročeny a spojení čepem splňuje pevnostní podmínku.

5.4 Spodní přípojný čepy

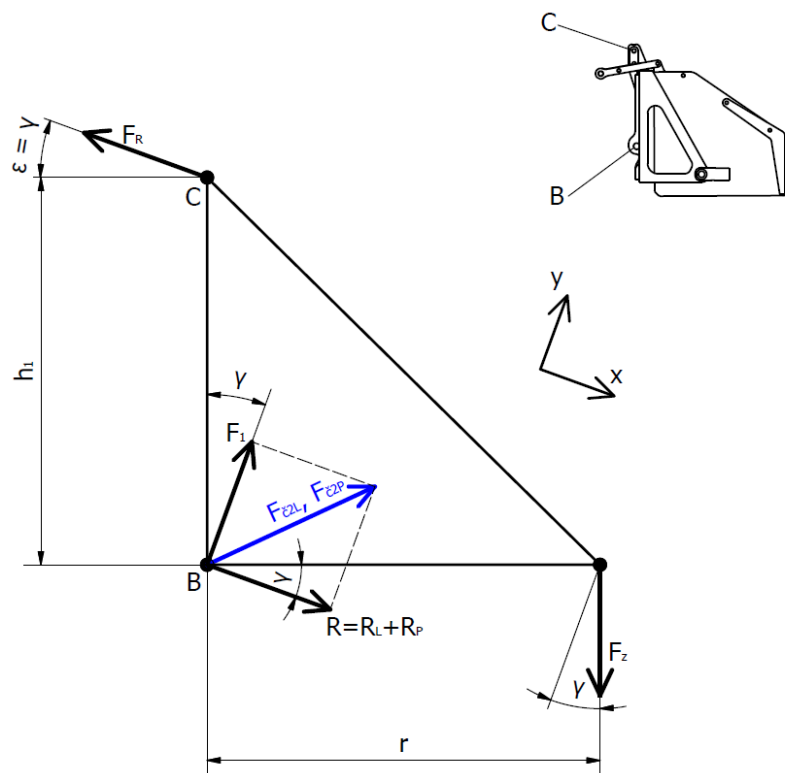
Tyto čepy slouží k připojení nakladače k ramenům závěsu traktoru. Zatížení závisí na poloze ramen. Je nutné určit zatěžující sílu pro různé polohy ramen, podobně jako tomu bylo při výpočtu nosnosti nakladače v kapitole 2.

5.4.1 Určení zatěžující síly

Pro výpočet zatěžující síly je třeba zavést určitá zjednodušení:

- Nakladač se při zvedání nachází pořád ve vodorovné poloze.
- Uvažuje se pouze jedna poloha připojení horního táhla závěsu k nakladači a to ve výšce $h_1 = c = 310 \text{ mm}$ nad spodními čepy. Pro výpočet se uvažuje umístění horního přípojného čepu z bočního pohledu přesně nad spodními čepy. Ve skutečnosti je zde rozdíl 10 mm.

Tento výpočet navazuje na podkapitulu 2.3 a platí pro něj všechny veličiny, rovnice a obrázky, použité v celé kapitole 2. Při určení silových poměrů se vychází z obrázku 2.6 na straně 17 a z rovnic odvozených z tohoto obrázku. V tomto případě se ale uvažuje pouze jedno místo připojení horního táhla závěsu. Zjednodušené schéma s odlišným souřadným systémem je na obrázku 5.7.



Obr. 5.7 Zjednodušené silové schéma nakladače

Na obrázku 5.7 je znázorněna síla v horním čepu, dílčí síly ve dvou spodních čepích a výsledné síly ve spodních čepích. Síly s indexem L platí pro levý čep a síly s indexem P pro pravý čep. Z momentové rovnováhy okolo bodu B se určí síla F_R :

$$F_R = \frac{F_z \cdot r}{h_1 \cdot \cos(\gamma)} \quad (5.5)$$

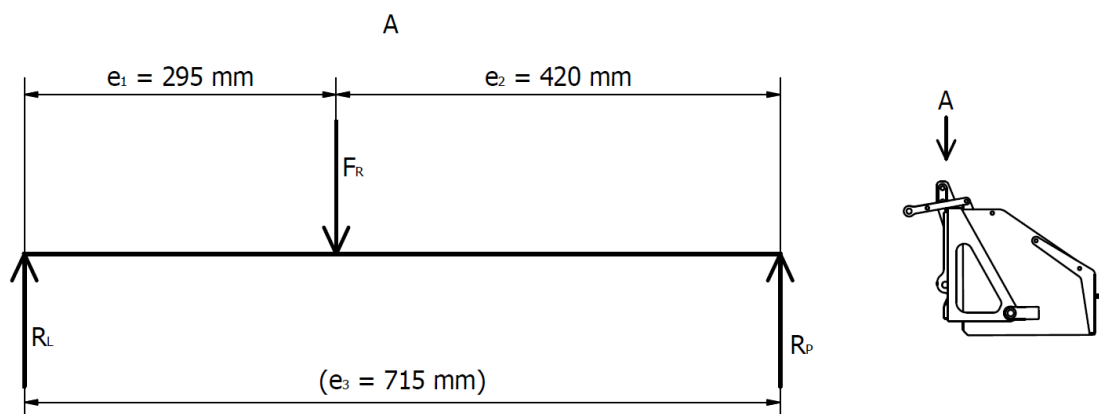
Z rovnováhy sil ve směru osy x se určí celková síla R:

$$R = F_R - F_z \cdot \sin(\gamma) \quad (5.6)$$

Z rovnováhy sil ve směru osy y se určí číselná síla F_1 :

$$F_1 = F_z \cdot \cos(\gamma) \quad (5.7)$$

Síly R pro levý a pravý spodní čep nejsou stejné, protože je horní přípojný bod umístěn nesymetricky vůči dvěma spodním bodům, viz obrázek 2.3 na straně 13. To způsobuje, že se síla F_R nerozkládá rovnoměrně do sil R pro levou a pravou stranu. Schéma rozdělení síly F_R je na obrázku 5.8.



Obr. 5.8 Schéma rozkladu síly F_R

Z momentových rovnic plynou vztahy pro reakce R_L a R_P . Do následujících vztahů je již přičtená složka $F_z \cdot \sin(\gamma)$, která na obrázku 5.8 není znázorněná, ale podle rovnice 5.6 je součástí reakce R. Každé z reakcí R_L a R_P přísluší polovina složky $F_z \cdot \sin(\gamma)$:

$$R_L = F_R \cdot \frac{e_2}{e_3} - \frac{F_z \cdot \sin(\gamma)}{2} \quad (5.8)$$

$$R_P = F_R \cdot \frac{e_1}{e_3} - \frac{F_z \cdot \sin(\gamma)}{2} \quad (5.9)$$

Výsledná síla v levém čepu se skládá ze dvou navzájem kolmých složek R_L a $F_1/2$:

$$F_{\Sigma L} = \sqrt{R_L^2 + \left(\frac{F_1}{2}\right)^2} \quad (5.10)$$

Výsledná síla v pravém čepu se skládá ze dvou navzájem kolmých složek R_P a $F_1/2$:

$$F_{\check{c}2P} = \sqrt{R_P^2 + \left(\frac{F_1}{2}\right)^2} \quad (5.11)$$

Síla F_z , představuje hmotnost zařízení i s nákladem. Tato hmotnost činí přibližně 484 kg. Pokud se vezme v úvahu gravitační konstantu, pak se s určitým zaokrouhlením uvažuje $F_z = 4750$ N. Rameno r na kterém působí síla je rovno 300 mm. Pro různé hodnoty úhlu β (úhel, který určuje polohu ramen) se vypočítají hodnoty úhlu γ podle rovnice 2.14 na straně 18 a sil F_R , R_L , R_P , F_1 , $F_{\check{c}2L}$, $F_{\check{c}2P}$. Pro přehlednost jsou výsledky uvedené v tabulce 5.2.

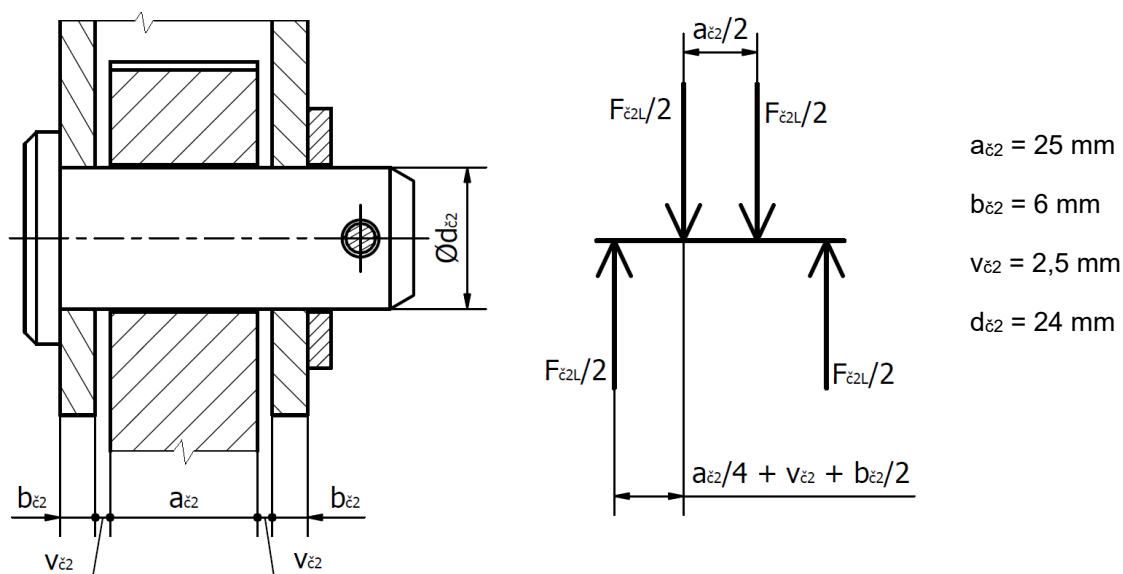
Tab. 5.2 Výpočet sil zatěžujících spodní čepy

β [°]	γ [°]	F_R [N]	F_1 [N]	R_L [N]	R_P [N]	$F_{\check{c}2L}$ [N]	$F_{\check{c}2P}$ [N]
74	16	4782	4566	2154	1318	3139	2636
80	10	4668	4678	2329	1513	3301	2786
90	0	4597	4750	2700	1897	3596	3039
110	-20	4892	4464	3686	2831	4309	3605
120	-30	5308	4114	4305	3377	4771	3954

Největší zatížení čepů je při úhlu $\beta = 120^\circ$. Levý čep je zatěžován větší silou a proto se do výpočtů jako zatěžující síla dosadí $F_{\check{c}2L} = 4771$ N.

5.4.2 Pevnostní kontrola

Výpočet je proveden obdobně jako v podkapitole 5.3. Platí stejné dovolené hodnoty tlaků na napětí, které jsou uvedené v tabulce 5.1 na straně 31.



Obr. 5.9 Spodní přípojný čep

$$p_1 = \frac{F_{\check{c}2L}}{d_{\check{c}2} \cdot a_{\check{c}2}} = \frac{4771}{24 \cdot 25} = 8 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

$$p_2 = \frac{F_{\check{c}2L}}{d_{\check{c}2} \cdot b_{\check{c}2} \cdot 2} = \frac{4771}{24 \cdot 6 \cdot 2} = 16,6 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

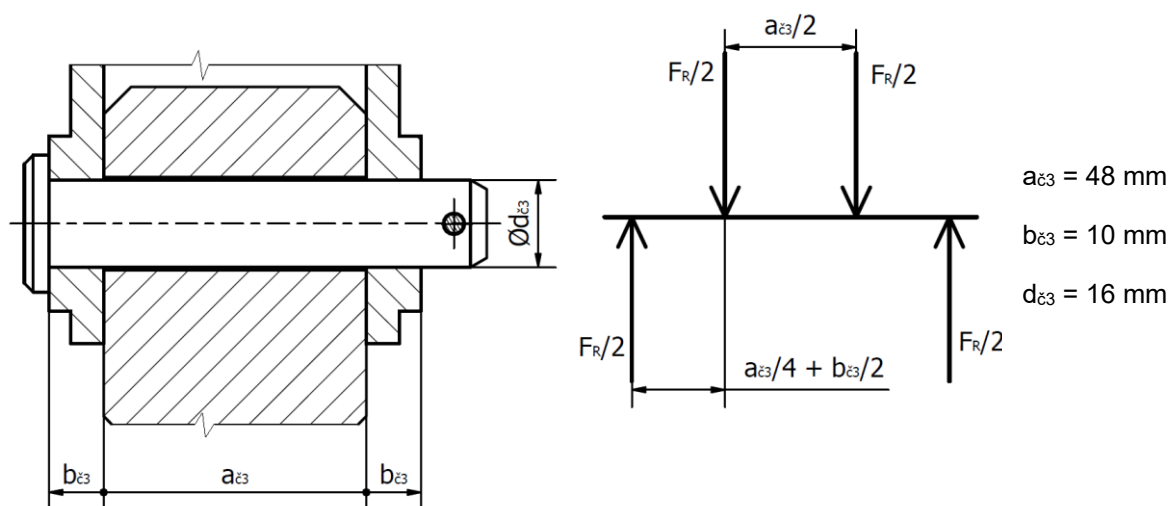
$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{\check{c}2}}{2} \cdot \left(\frac{b_{\check{c}2}}{2} + \frac{a_{\check{c}2}}{4} + v_{\check{c}2} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}2}^3} = \frac{\frac{4771}{2} \cdot \left(\frac{6}{2} + \frac{25}{4} + 2,5 \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 24^3} = 20,7 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{\check{c}2}}{\pi \cdot \frac{d_{\check{c}2}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4771}{\pi \cdot \frac{24^2}{4}} = 14,1 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Dovolené hodnoty tlaků a napětí nejsou překročeny. Spojení čepem splňuje pevnostní podmínku.

5.5 Horní přípojný čep

Tento čep slouží k připojení horního táhla závěsu traktoru. Zatížení se mění podle polohy ramen a je již vypočteno v podkapitole 5.4.1. Jedná se o sílu F_R vypočtenou podle rovnice 5.5 na straně 33. Při pohledu do tabulky 5.2 na straně 34, je zřejmé, že největší zatížení je při úhlu $\beta = 120^\circ$, konkrétně $F_R = 5308 \text{ N}$. Kontrola je provedená obdobně jako v předchozích případech a platí stejné dovolené hodnoty podle tabulky 5.1 na straně 31.



Obr. 5.10 Horní přípojný čep

$$p_1 = \frac{F_{\check{c}3}}{d_{\check{c}3} \cdot a_{\check{c}3}} = \frac{5308}{16 \cdot 48} = 6,9 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

$$p_2 = \frac{F_{\check{c}3}}{d_{\check{c}3} \cdot b_{\check{c}3} \cdot 2} = \frac{5308}{16 \cdot 10 \cdot 2} = 16,6 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

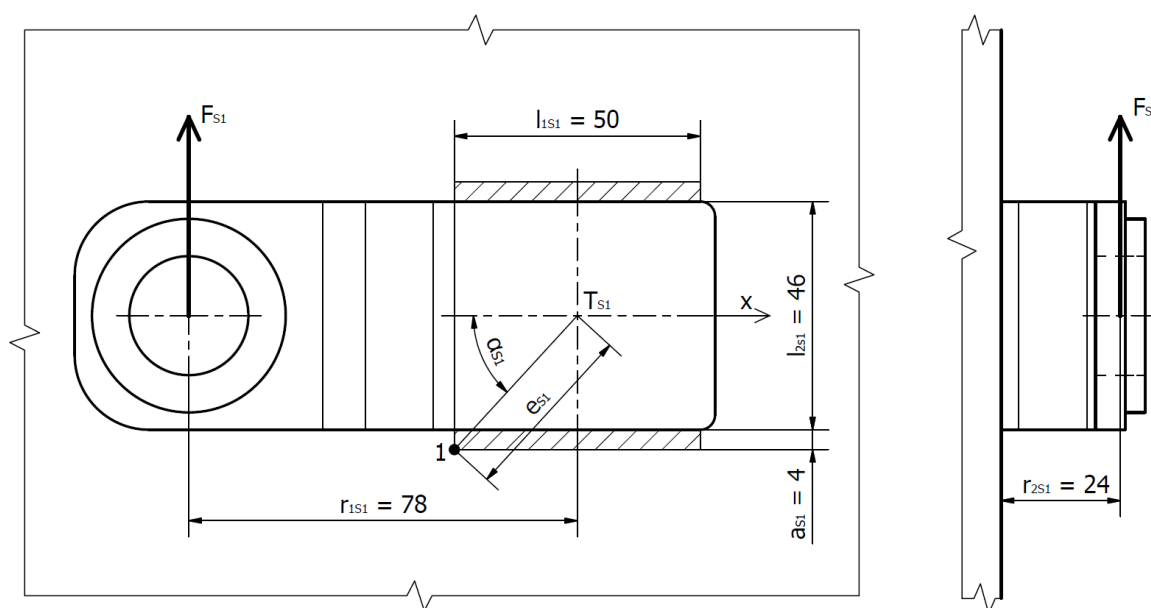
$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{\zeta 3}}{2} \cdot \left(\frac{b_{\zeta 3}}{2} + \frac{a_{\zeta 3}}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\zeta 3}^3} = \frac{\frac{5308}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + \frac{48}{4}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 16^3} = 112,2 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{\zeta 3}}{\pi \cdot \frac{d_{\zeta 3}^2}{4}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5308}{\pi \cdot \frac{16^2}{4}} = 35,2 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

Dovolené hodnoty tlaků a napětí nejsou překročeny. Spojení čepem vyhovuje pevnostní podmínce.

5.6 Svary ohnutého plechu lžice

Jedná se o součást z ohnutého plechu, která slouží pro připojení lžice k rámu čepem. Uvažuje se zatížení poloviční oproti kontrole tohoto čepu v podkapitole 5.3, tedy $F_{S1} = 0,5 \cdot F_{\zeta 1} = 0,5 \cdot 2300 = 1150 \text{ N}$. To proto, že spojení čepem je typu „táhlo a vidlice“, viz obrázek 5.6 na straně 31. Na obrázku 5.11 je zobrazení daného místa. Vyšrafovaná plocha představuje plochu svarů sklopenou do roviny připojení. Plochu svarů určují rozměry součásti a charakteristický rozměr svarů $a_{S1} = 4 \text{ mm}$.



Obr. 5.11 Svary ohnutého plechu

Síla F_{S1} působí na svar jako síla posouvající, krouticím momentem a ohybovým momentem. Pro kontrolu svaru se vypočítají jednotlivé složky napětí a poté výsledné napětí, které se porovnává s mezí kluzu základního materiálu. Napětí od posouvající síly se započtením součinitele $k_3 = 0,75$ je:

$$\tau_{\perp}^{F_{S1}} = \frac{F_{S1}}{S_{S1} \cdot k_3} = \frac{F_{S1}}{2 \cdot l_{1S1} \cdot a_{S1} \cdot k_3} = \frac{1150}{2 \cdot 50 \cdot 4 \cdot 0,75} = 3,8 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

Napětí od krouticího momentu se započtením součinitele $k_4 = 0,65$ (jelikož nelze jednoznačně říct, jestli je toto napětí kolmé nebo rovnoběžné, bere se v úvahu horší varianta):

$$\tau_{//}^{M_k} = \frac{M_k}{W_k \cdot k_4} = \frac{F_{S1} \cdot r_{1S1}}{\frac{I_p}{e_{S1}} \cdot k_4} = \frac{F_{S1} \cdot r_{1S1}}{\frac{I_p}{\sqrt{\left(\frac{l_{1S1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_{2S1}}{2} + a_{S1}\right)^2}} \cdot k_4} \quad (5.21)$$

Polární moment plochy svaru I_p v rovnici 5.21 se vypočte s použitím Steinerovy věty:

$$\begin{aligned} I_p &= 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot l_{1S1} \cdot a_{S1}^3 + \frac{1}{12} \cdot l_{1S1}^3 \cdot a_{S1} + l_{1S1} \cdot a_{S1} \cdot \left(\frac{l_{2S1} + a_{S1}}{2} \right)^2 \right) = \\ &= 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 4^3 + \frac{1}{12} \cdot 50^3 \cdot 4 + 50 \cdot 4 \cdot \left(\frac{46 + 4}{2} \right)^2 \right) = 333\,867 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.22)$$

Dosazení do rovnice 5.21:

$$\tau_{//}^{M_k} = \frac{1150 \cdot 78}{\frac{333867}{\sqrt{\left(\frac{50}{2}\right)^2 + \left(\frac{46}{2} + 4\right)^2}} \cdot 0,65} = 15,2 \text{ MPa}$$

Napětí od ohybového momentu se započtením součinitele $k_3 = 0,75$:

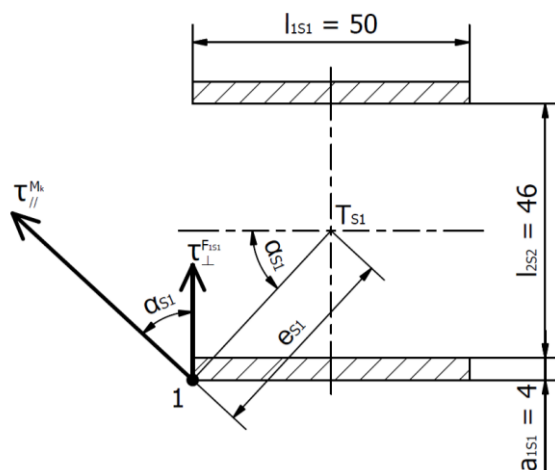
$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_o \cdot k_3} = \frac{F_{S1} \cdot r_{2S1}}{\frac{I_x}{\frac{l_{2S2}}{2} + a_{S1}} \cdot k_3} \quad (5.23)$$

Kvadratický moment plochy I_x vůči ose x v rovnici 5.23 se vypočte podle Steinerovy věty:

$$\begin{aligned} I_x &= 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot l_{1S1} \cdot a_{S1}^3 + l_{1S1} \cdot a_{S1} \cdot \left(\frac{l_{2S1} + a_{S1}}{2} \right)^2 \right) = \\ &= 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 50 \cdot 4^3 + 50 \cdot 4 \cdot \left(\frac{46 + 4}{2} \right)^2 \right) = 250\,533 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.24)$$

Dosazení do rovnice 5.23:

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{1150 \cdot 24}{\frac{250533}{\frac{46}{2} + 4} \cdot 0,75} = 4 \text{ MPa}$$



Obr. 5.12 Napětí v kritickém místě svaru

Největší výsledné namáhání je v místě 1 (na obrázcích 5.11 a 5.12). Nejprve se sečte napětí τ_{\perp}^{Fs1} a $\tau_{//}^{Mk}$ podle obr. 5.12 s použitím cosinovy věty, přičemž úhel α_{s1} je:

$$\alpha_{s1} = \arctg\left(\frac{\frac{l_{2s1}}{2} + a_{s1}}{\frac{l_{1s1}}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{\frac{46}{2} + 4}{\frac{50}{2}}\right) = 47,2^\circ \quad (5.25)$$

Sečtení napětí od krouticího momentu a posouvající síly v místě 1:

$$\begin{aligned} \tau_{Mk+Fs1} &= \sqrt{(\tau_{\perp}^{Fs1})^2 + (\tau_{//}^{Mk})^2 + 2 \cdot \tau_{\perp}^{Fs1} \cdot \tau_{//}^{Mk} \cdot \cos(\alpha_{s1})} = \\ &= \sqrt{3,8^2 + 15,2^2 + 2 \cdot 3,8 \cdot 15,2 \cdot \cos(47,2)} = 18 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Výsledné napětí v místě 1:

$$\tau_{s1} = \sqrt{(\tau_{Mk+Fs1})^2 + (\tau_{\perp}^{M0})^2} = \sqrt{18^2 + 4^2} = 18,4 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta_{s1} = 1,3 - 0,03 \cdot z_{s1} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot a_{s1} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot 4 = 1,13 \quad (5.28)$$

Výsledná bezpečnost svaru pro $R_e = 235 \text{ MPa}$:

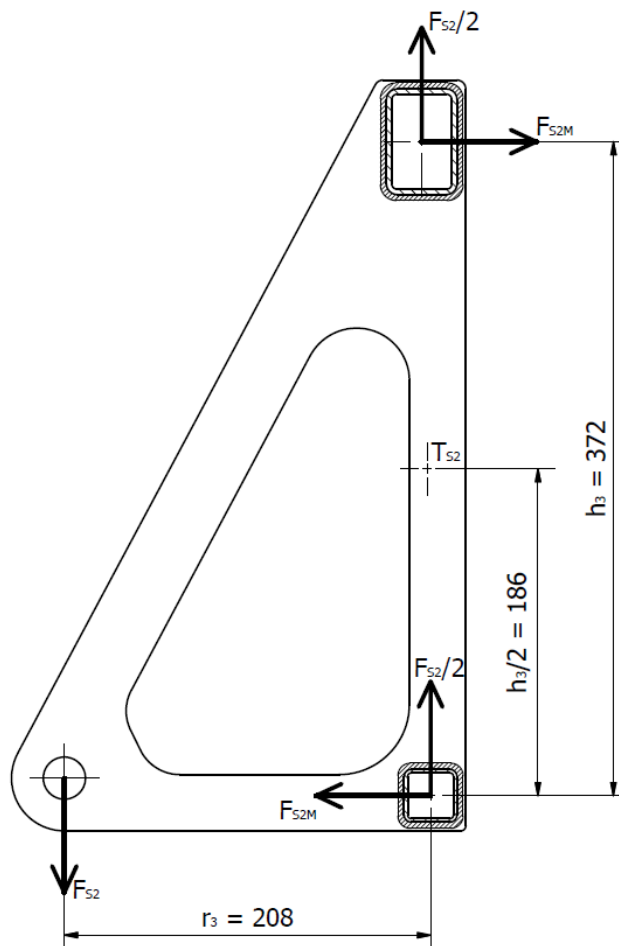
$$k_{s1} = \beta_{s1} \cdot \frac{R_e}{\tau_{s1}} = 1,13 \cdot \frac{235}{18,4} = 14,4 \quad (5.29)$$

Svar vyhovuje pevnostní podmínce.

5.7 Svary rámu 1

Tyto svary slouží k připojení bočních plechů rámu („trojúhelníků“) k jeho nosníkům. K těmto plechům je pomocí čepů připojena lžice. Zatěžující síla je stejná jako v případě

kontroly čepu v podkapitole 5.3 a působí v místě spojení čepem. Svary jsou koutové a obklopují nosníky ze čtyř stran. Plocha svarů, sklopená do roviny připojení, je při zanedbání zaoblení, rozdílem dvou čtverců (spodní nosník) nebo obdélníků (horní nosník). Na obrázku 5.13 jsou obě plochy znázorněny. Uvažuje se, že zatěžující síla $F_{S2} = 2300$ N vytváří ohybový moment okolo bodu T_{S2} (těžiště), který se nachází mezi horním a spodním nosníkem (v polovině vzdálenosti h_3). Moment je zachycen dvojicí sil F_{S2M} . Síla posouvající se rozdělí rovnoměrně do obou svarů.



Obr. 5.13 Svary rámu 1

Síly působící na oba svary jsou stejné. Výpočet je proveden pouze pro svar spodního nosníku, jelikož má menší plochu. Rozměry svaru jsou $l_{1S2} = 30$ mm (vnitřní) a $l_{2S2} = 37$ mm (vnější pro $a_{S2} = 3,5$ mm). Síla F_{S2M} se určí z rovnice pro ohybový moment:

$$F_{S2M} = F_{S2} \cdot \frac{r_3}{h_3} = 2300 \cdot \frac{208}{372} = 1286 \text{ N} \quad (5.30)$$

Síly $F_{S2}/2$ a F_{S2M} působí na svar pouze jako síly posouvající. Napětí se pro každou z nich vypočte zvlášť:

$$\tau_{\perp}^{F_{S2}/2} = \frac{F_{S2}}{2 \cdot S_{S2}} = \frac{F_{S2}}{2 \cdot (l_{2S2}^2 - l_{1S2}^2)} = \frac{2300}{2 \cdot (37^2 - 30^2)} = 2,5 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

$$\tau_{//}^{F_{S2M}} = \frac{F_{S2M}}{S_{S2}} = \frac{F_{S2M}}{l_{2S2}^2 - l_{1S2}^2} = \frac{1286}{37^2 - 30^2} = 2,7 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

Výsledné napětí pro převodní součinitelé $k_3 = 0,75$ a $k_4 = 0,65$:

$$\tau_{S2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{S2}/2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}^{F_{S2M}}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2,5}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,7}{0,65}\right)^2} = 5,3 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta_{S2} = 1,3 - 0,03 \cdot z_{S2} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot a_{S2} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot 3,5 = 1,15 \quad (5.34)$$

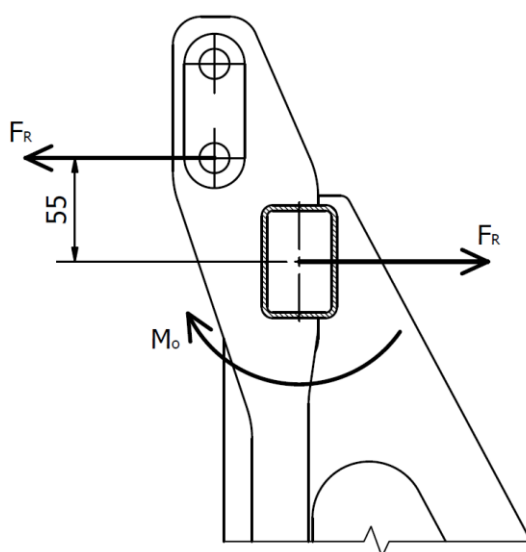
Výsledná bezpečnost svaru pro $R_e = 235 \text{ MPa}$:

$$k_{S2} = \beta_{S2} \cdot \frac{R_e}{\tau_{S2}} = 1,15 \cdot \frac{235}{5,3} = 51 \quad (5.35)$$

Svar vyhovuje pevnostní podmínce s velmi vysokou bezpečností.

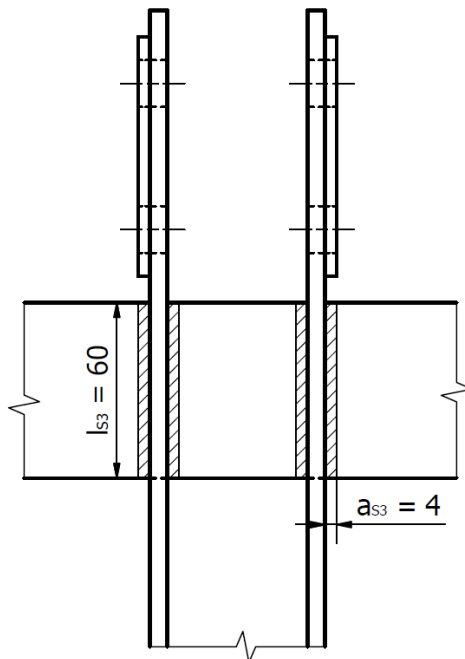
5.8 Svary rámu 2

Součásti z plechu, které slouží k připojení horního táhla závěsu, jsou přivařeny k hornímu a spodnímu nosníku. Předmětem této kontroly jsou svary horního nosníku. Součástí jsou zatěžovány silou F_R , která působí v horním přípojném bodě. Uvažuje se, že celé zatížení přenáší pouze svar horního nosníku. Obrázek 5.14 představuje řez rámu v tomto místě. Pro zjednodušení výpočtu se uvažuje vodorovná poloha síly F_R . Její velikost se stanoví z tabulky 5.2 na straně 34. Pro úhel $\beta = 90^\circ$ je $F_R = 4597 \text{ N}$.



Obr. 5.14 Svary rámu

Svary jsou zatíženy silou F_R a ohybovým momentem, který tato síla vyvolává. Koutové svary obklopují nosník ze tří stran. Pro zjednodušení výpočtu se ale uvažuje pouze jedna (čelní) strana o délce $l_{S3} = 60$ mm. Plocha svaru, sklopená do roviny připojení je znázorněná na obrázku 5.15. Charakteristický rozměr svaru je $a_{S3} = 4$ mm.



Obr. 5.15 Svary rámu 2 – čelní pohled

Výpočet napětí od síly F_R a ohybového momentu:

$$\tau_{\perp}^{F_R} = \frac{F_R}{4 \cdot S_{S3}} = \frac{F_R}{4 \cdot l_{S3} \cdot a_{S3}} = \frac{4597}{4 \cdot 60 \cdot 4} = 4,8 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{F_R \cdot 55}{W_{oS3}} = \frac{F_R \cdot 55}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot l_{S3}^2 \cdot a_{S3}} = \frac{4597 \cdot 55}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot 60^2 \cdot 4} = 26,3 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

Výsledné napětí pro převodní součinitel $k_3 = 0,75$:

$$\tau_{S3} = \frac{\tau_{\perp}^{F_R} + \tau_{\perp}^{M_o}}{k_3} = \frac{4,8 + 26,3}{0,75} = 41,5 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru:

$$\beta_{S3} = 1,3 - 0,03 \cdot z_{S3} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot a_{S3} = 1,3 - 0,03 \cdot \sqrt{2} \cdot 4 = 1,13 \quad (5.39)$$

Výsledná bezpečnost svarů pro $R_e = 235$ MPa:

$$k_{S3} = \beta_{S3} \cdot \frac{R_e}{\tau_{S3}} = 1,13 \cdot \frac{235}{41,5} = 6,4 \quad (5.40)$$

Svary vyhovují pevnostní podmínce.

6 Závěr

Předmětem této práce byl návrh čelního nakladače pro horský malotraktor. Zařízení se připojuje ke tříbodovému závěsu a umožňuje převážet sypký či kusový materiál. Jako inspirace pro návrh posloužila již existující zařízení tohoto typu.

Před samotným návrhem byla určena přibližná nosnost a předběžné rozměry nakladače. Tyto hodnoty byly určeny na základě únosnosti tříbodového závěsu traktoru. Ta byla vypočítaná za určitých předpokladů a zjednodušení pro různé polohy ramen závěsu.

Byl proveden návrh několika možných variant konstrukčního řešení s výčtem pravděpodobných výhod a nevýhod. To se týká především principu vyklápění lžíce. Poté již byl realizován samotný konstrukční návrh zařízení podle vybrané varianty. Byl kladen důraz na jednoduchost konstrukce vzhledem k možnostem technologie výroby. Nakladač je většinou tvořen tenkostěnnými profily a výpalky z plechu tloušťky 4 a 6 mm.

Následovaly kontrolní pevnostní výpočty. Konstrukce lžíce a rámu byly zkontrolovány pomocí MKP. Pro nosné čepy a svary byly použity analytické výpočty. V žádném případě nebyla zjištěna příliš nízká bezpečnost anebo napětí přesahující dovolenou hodnotu. Byla také vytvořena výkresová dokumentace v zadaném rozsahu, tj. sestavný výkres nakladače a výkres svařovaného rámu. Všechny cíle práce byly splněny.

Zdroje a literatura

- (1) Lžíce (radlice, lopata) za traktor. *Epoptávka.cz* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <https://dodavatele.epoptavka.cz/1385217-radko-bacovsky/nabidka/541682-lzice-radlice-lopata-za-traktor>
- (2) Zemědělská technika. *STS Prachatice* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://www.stsprachatice.cz/cz/zemedelska-technika>
- (3) Výklopná lopata. *MALFARM* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://www.malfarm.cz/produkty/stroje-pro-malotraktory/vyklopna-lopata/vyklopna-lopata-lp-120-259>
- (4) KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů - teorie + projekty* [online]. 2015 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: https://lms.vsb.cz/pluginfile.php/760201/mod_resource/content/1/E-PDF_HESLO%20od%2026.1.2018.pdf
- (5) NĚMEČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0050-0.
- (6) Přehled mechanických vlastností oceli podle EN 10025. *Bohdan Bolzano* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-mechanickych-vlastnosti-oceli-podle-en-10025-nove>
- (7) LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Seznam příloh

Sestavný výkres celku: BPSW – 00

Výkres svařovaného rámu: BPSW – 02

Text práce a výkresová dokumentace v zadaném rozsahu v elektronické podobě na CD